

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАВЕСНОЙ ШПИНДЕЛЬНОЙ ГОЛОВКИ ТОКАРНОГО СТАНКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭКСПРЕСС-АНАЛИЗА ЖЕСТКОСТИ И ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ

А.И. Сирицын, Э.В. Широких, А.А. Попов, Н.Н. Адамушко

В работе изложены особенности проектирования и выбора рациональных конструктивных параметров шпиндельного узла навесной головки для токарного станка по условиям обеспечения заданных жесткости и виброустойчивости узла. Получены экспоненциальные зависимости, позволяющие на ранних этапах проектирования осуществлять расчетный экспресс-анализ влияния жесткости шпиндельного узла на величины консоли шпинделя и его межопорное расстояние.

Ключевые слова: навесная шпиндельная головка; проектирование; конструктивные параметры; жесткость шпиндельного узла; межопорное расстояние; вылет консоли; экспоненциальные зависимости; виброустойчивость шпиндельного узла.

DESIGN OF A REPLACEABLE SPINDLE HEAD OF THE MACHINE USING RAPID ANALYSIS OF STIFFNESS AND VIBRATION RESISTANCE

A.I. Siritsyn, E.V. Shirokikh, A.A. Popov, N.N. Adamushko

In the article there are stated features of design and the choice of rational design parameters of the hinged head spindle unit for the lathe under conditions providing the specified rigidity and vibration resistance of the unit. The obtained exponential dependences allow making the designed proximate analysis of the effect of a spindle assembly rigidity on console values of the spindle and its distance between supports at early design stages.

Keywords: mounted on the spindle head; design; design parameters; the stiffness of the spindle assembly; distance between supports; console overhang; exponential function; the vibration resistance of spindle assembly.

Введение

Технологические возможности универсальных токарных станков в мелкосерийном и индивидуальном производстве могут быть расширены путем их снабжения дополнительными сменными (навесными) шпиндельными шлифовальными и фрезерными узлами (головками) для круглого и внутреннего шлифования, глубокого сверления, фрезерования лысок и пазов на деталях типа тел вращения. Проектирование, изготовление и эксплуатация навесных шпиндельных головок (НШГ) для конкретного универсального токарного станка связаны с поиском их рациональной конструктивной концепции. Ее основными показателями выступают точность и качество обрабатываемых

поверхностей, несущая способность опор качения [1], статическая и динамическая жесткость шпиндельного узла, его виброустойчивость [2, 3], обеспечению которых посвящено значительное число работ [2–8]. Известны также методики расчетной оценки указанных показателей, в том числе с применением достаточно мощных современных программных продуктов, характеризующиеся высокой степенью адекватности реальным процессам [9], но при этом они, как правило, являются достаточно трудоемкими, что не всегда эффективно, особенно при эскизном проектировании.

Другой особенностью проектирования НШГ для универсальных станков является то, что они создаются применительно к конструкции уже су-

ществующего станка, и, следовательно, их конфигурация ограничивается особенностями его архитектуры. В этом случае решается, прежде всего, главная задача: встраивание НШГ в структуру базовой конструкции станка с предъявляемыми к ней функциональными требованиями, а затем уже выполняется проверка показателей эффективности спроектированного узла.

При дооснащении штатного технологического оборудования дополнительными навесными узлами жесткость и виброустойчивость всей технологической системы обычно ухудшаются, если не принимать специальных дополнительных мер. На эти параметры влияют многие факторы: особенности конструкции корпусных элементов навесного узла, применяемые материалы, качество опор качения, конструкция шпиндельного узла, жесткость монтажа навесной головки и другие. Поскольку при модернизации базовая часть конструкции штатного оборудования остается неизменной, то одним из путей минимизации ухудшения жесткости и виброустойчивости всей технологической системы является максимально возможное улучшение этих параметров самого навесного узла.

В связи с этим возникает самостоятельная задача: выбор конструктивно-эксплуатационных параметров проектируемого шпиндельного узла с учетом требуемых его жесткости и виброустойчивости.

Общепринятые подходы к проектированию шпиндельных головок токарных станков учитывают, как правило, передаваемую мощность, динамическую жесткость, частотный диапазон шпинделя, частоты собственных колебаний и другие показатели [1]. В процессе эксплуатации навесных узлов, немаловажным является обеспечение приемлемой виброустойчивости для требуемого качества обрабатываемых поверхностей заготовок. Целью данной работы является создание методики проектирования, учитывающей комплекс вышеуказанных критериев, в которой предлагается простая расчетная экспресс-оценка статической жесткости шпиндельного узла, позволяющая снизить трудоемкость расчетных исследований на ранних этапах проектирования.

Постановка задачи и методы решения

Рассмотрим пример проектирования шлифовальной головки для круглого шлифования, размещаемой на салазках универсального

токарно-винторезного станка модели 1К62. Для этого был выбран шлифовальный круг формы ПП – прямого профиля ГОСТ Р52781 – 2007 на керамической связке диаметром $D_{кр} = 125 \div 150$ мм с учетом предполагаемого шлифования деталей из стали, чугуна, титановых сплавов и бронзы с твердостью не менее НВ 280–300 и Ra не хуже 1,25 мкм со скоростями резания $V_k = 30 \div 80$ м/с. Принятая конструктивная схема навесного шпиндельного узла приведена на рис. 1.

Предварительно определяем его межопорное расстояние

$$L_{оп} = (L_{оп}^{min} \div L_{оп}^{max}) / a = 2,5 \div (4 \div 6),$$

где a – расстояние от переднего торца шпинделя до середины переднего подшипника (вылет консоли шпинделя); $L_{оп}^{min}$, $L_{оп}^{max}$ – минимальное и максимальное межопорное расстояние по выбранной конструктивной схеме.

Исходя из быстроходности шпинделя, представляемой произведением $B_{ш} = (d \cdot n)$, мм/мин (d – среднее арифметическое диаметров шпинделя в передней и задней опорах; n – частота вращения шпинделя) и определяемой по экспериментальным таблицам [10] (для быстроходных шпинделей $B_{ш} = (50 \div 55) \cdot 10^4$), находится диаметр шпинделя в передней опоре

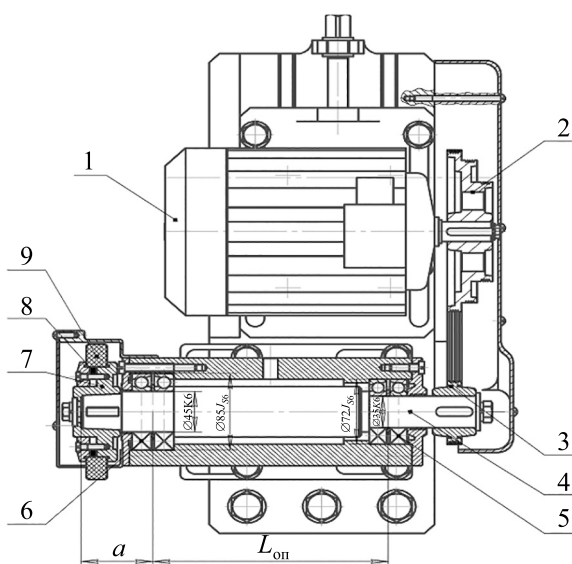


Рис. 1. Конструктивная схема навесного шпиндельного узла шлифовальной головки токарно-винторезного станка:

- 1 – электродвигатель; 2 – шкив ведущий; 3 – шкив ведомый; 4 – шпиндель; 5 – подшипники качения задней опоры; 6 – подшипники качения передней опоры; 7 – оправка шлифовального круга; 8 – балансирующий грузик; 9 – шлифовальный круг

$d_{\text{шп}}$ при максимальной частоте его вращения $n_{\text{max}} = 12230 \text{ мин}^{-1}$ из выражения:

$$d_{\text{шп}} = B_{\text{ш}} / n_{\text{max}} = (50 \div 55) \cdot 10^4 / 12230 = 40 \div 45 \text{ (мм)}.$$

При этом диаметр в задней опоре определяется из соотношения: $d_{\text{шз}} = 0,8 \cdot d_{\text{шп}} = 0,8 \cdot 45 = 36 \text{ (мм)}$. В этом случае принимаем ближайшее стандартное значение $d_{\text{шз}} = 35 \text{ мм}$.

Для радиально-упорного подшипника типа 36100К легкой серии передней опоры с диаметром внутреннего кольца $D_{\text{кп}} = 45 \text{ мм}$ рекомендуемый предварительный легкий натяг обеспечивается предварительным радиальным обжатием $P_{\text{рп}} = 120 \text{ Н}$, а для подшипника той же серии задней опоры с диаметром $D_{\text{кз}} = 35 \text{ мм}$ – радиальным обжатием $P_{\text{рз}} = 90 \text{ Н}$. Следует заметить, что с использованием радиально упорных подшипников того же размера и серии, но со средним натягом, увеличенным приблизительно в 3 раза по сравнению с легким натягом, позволяет существенно повысить жесткость шпиндельного узла.

С учетом рекомендуемого предварительного радиального обжатия выбранных подшипников передней и задней опор, определяем их радиальную жесткость по формуле [10]:

$$J_{\text{оп}} = P_{\text{р}} / \delta_z, \quad (1)$$

где $P_{\text{р}}$ – предварительная радиальная нагрузка на опору, Н; $\delta_z = \delta'_z + \delta''_z$ – радиальная податливость подшипника под нагрузкой, мкм; δ'_z , δ''_z – податливости соответственно собственная и контактная.

Результаты расчета сведены в табл. 1.

На основании результатов расчета радиальной жесткости подшипников (см. табл. 1) определяем жесткость шпиндельного узла по формуле [10, 11]

$$J_{\Sigma} = P_y / y_{\Sigma}, \quad (2)$$

где P_y – радиальная составляющая силы резания, Н; y_{Σ} – радиальное смещение конца шпин-

деля от его изгиба $y_{\text{шп}}$ из-за податливости опор $y_{\text{оп}}$ и сдвига от радиальной силы $y_{\text{сдв}}$.

При этом

$$y_{\Sigma} = y_{\text{шп}} + y_{\text{оп}} + y_{\text{сдв}}, \quad (3)$$

$$y_{\text{шп}} = \frac{P_y \cdot a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{L_{\text{оп}}(1 - \epsilon_3)}{J_1} \right], \quad (4)$$

$$y_{\text{оп}} = P_y \left\{ W_1 \left[\frac{a(1 - \epsilon_3) + L_{\text{оп}}}{L_{\text{оп}}} \right] + W_2(1 - \epsilon_3) \left(\frac{d}{L_{\text{оп}}} \right)^2 \right\}, \quad (5)$$

$$y_{\text{сдв}} = \frac{P_y \cdot a}{G} \left[\frac{1}{F_k} + \frac{a(1 - \epsilon_3)}{F_m \cdot L_{\text{оп}}} \right], \quad (6)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости первого рода; $J_2 = 0,05 \cdot d_{\text{к}}^4$ – осевой момент инерции поперечного сечения консольной части шпинделя, мм^4 ($d_{\text{к}}$ – диаметр консоли шпинделя, мм); $\epsilon_3 = 0,15$ – коэффициент защемления в передней опоре; $J_1 = 0,05 \cdot d_{\text{мо}}^4$ – осевой момент инерции поперечного сечения межопорной части шпинделя, мм^4 ($d_{\text{мо}}$ – диаметр шпинделя в межопорной части, мм); $W_1 = 1/j_1$, $W_2 = 1/j_2$ – податливости соответственно передней и задней опор шпинделя, мкм/Н; j_1 и j_2 – радиальные жесткости соответственно передней и задней опор шпинделя, Н/мкм; $G = 0,8 \cdot 10^2 \text{ МПа}$ – модуль сдвига (модуль упругости 2-го рода); F_k и F_m – площади поперечного сечения соответственно консоли шпинделя и межопорной части, мм^2 .

Была проведена предварительная оценка жесткости передней и задней опор с использованием подшипников двух типов: особо легкой 36100 (46100) и легкой 36200 (46200) серий с разными натягами (радиальными обжатиями колец) для 16 вариантов сочетаний. По результатам этой оценки в соответствии с кри-

Таблица 1

Радиальная жесткость опор шпинделя $J_{\text{оп}}$

Опора	$D_{\text{к}},$ мм	Серия подшипников							
		36100К		36200К		46100У		46200	
		$J_{\text{оп}}, \text{Н/мкм, при натяге}$							
		легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний
Задняя	35	169,07	203,96	197,28	274,5	157,48	218,7	183,86	287,25
Передняя	45	234,6	324,9	297,77	411,73	288,58	302,75	342,51	382,7

териум жесткости были выбраны шариковые радиально-упорные подшипники типа 36200К как наиболее рациональные. При этом расчеты показали, что, с учетом требуемой жесткости шпинделя $80 \leq [J_\Sigma] \leq 250$ Н/мкм, выбранные подшипники типа 36200К легкой серии ($D_{\text{кп}} = 45$ мм, $D_{\text{кз}} = 35$ мм) обеспечат жесткость шпиндельного узла в пределах ~ 247 Н/мкм.

С использованием формул (2)–(6) по программе табличного процессора *MS Excel* были рассчитаны величины жесткости J_Σ шпиндельного узла в зависимости от межопорного расстояния $L_{\text{оп}}$ в диапазоне его изменения $L_{\text{оп}} = 50 \div 250$ мм (табл. 2) и величины консоли a в диапазоне ее изменения $a = 0 \div 210$ мм (табл. 3). Также были построены графические зависимости жесткостей $J_\Sigma = f(L_{\text{оп}})$ и $J_\Sigma = f(a)$ (рис. 2).

Для математического описания полученных графических зависимостей необходимо построить линии тренда (аппроксимационные линии) [12], которые устанавливают общий характер поведения исследуемой функции. Выбор наи-

более выгодной линии тренда позволяет получать математические выражения, достаточно адекватно отражающие характер исследуемых функций, которые могут быть использованы для упрощенных расчетных исследований на этапе предварительного проектирования.

Пользуются следующими основными видами линий тренда: линейная, логарифмическая, экспоненциальная, степенная, полиномиальная, линейная фильтрация (скользящее среднее) [12]. Линия тренда в наибольшей степени приближается к исходной кривой, если величина достоверности аппроксимации R^2 равна или близка к 1. При аппроксимации данных с помощью линий тренда значение R^2 рассчитывается автоматически, и полученный результат выводится на график.

По добавленным на графиках (см. рис. 2) линиям тренда (изображены пунктирными линиями), с учетом соблюдения условия $R^2 \approx 1$ составляются соответствующие уравнения аппроксимации.

Таблица 2

Значения жесткости J_Σ шпиндельного узла в зависимости от межопорного расстояния $L_{\text{оп}}$

$L_{\text{оп}}$	J_Σ с подшипниками типа 36200К при $D_{\text{кп}}, D_{\text{кз}}$, мм:									
	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 35$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 35$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 45$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 45$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 45$
	$P, \text{Н}$									
	200	130	600	390	200	200	600	600	1206	355
0	0		0		0		0		0	
50	79,35		106,08		87,53		116,4		118,55	
100	134,67		177,98		140,23		184,86		202,79	
150	164,24		216,06		167,85		220,48		246,43	
200	182,05		238,89		184,52		241,91		271,97	
205	183,44		240,67		185,83		243,58		273,94	
210	184,77		242,38		187,08		245,2		275,83	
215	186,06		244,02		188,29		246,75		277,64	
220	187,29		245,6		189,45		248,24		279,38	
225	188,48		247,13		190,57		249,67		281,05	
230	189,63		248,59		191,65		251,06		282,65	
235	190,73		250,01		192,69		252,39		284,2	
240	191,8		251,37		193,7		253,68		285,69	
245	192,83		252,68		194,67		254,93		287,12	
250	193,82		253,95		195,61		256,13		288,51	
255	194,78		255,18		196,51		257,29		289,84	
260	195,71		256,37		197,39		258,41		291,13	
265	196,6		257,51		198,24		259,5		292,37	
270	197,47		258,62		199,06		260,55		293,57	

Таблица 3

Значения жесткости J_{Σ} шпиндельного узла в зависимости от величины консоли a

a	J_{Σ} с подшипниками типа 36200К при $D_{\text{кп}}, D_{\text{кз}}, \text{мм}$									
	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 35$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 35$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 45$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 45$	$D_{\text{кп}} = 45$	$D_{\text{кз}} = 45$
	$P, \text{Н}$									
	200	130	600	390	200	200	600	600	1206	355
0	283,23		391,75		287,97		398,19		430,7561	
10	267,51		366,97		271,74		372,61		402,6979	
20	253,18		344,66		256,97		349,63		377,5111	
30	240,08		324,48		243,48		328,88		354,7887	
40	228,05		306,15		231,12		310,06		334,197	
50	216,98		289,43		219,75		292,93		315,4593	
60	206,75		274,12		209,27		277,26		298,3449	
70	197,28		260,07		199,57		262,89		282,6593	
80	188,48		247,13		190,57		249,67		268,2377	
90	180,3		235,17		182,21		237,48		254,9398	
100	172,66		224,1		174,42		226,19		242,6448	
110	165,53		213,82		167,14		215,72		231,2487	
120	158,85		204,25		160,33		205,99		220,661	
130	152,58		195,33		153,94		196,92		210,803	
140	146,69		187		147,95		188,46		201,6058	
150	141,14		179,2		142,31		180,54		193,0087	
160	135,91		171,89		137		173,12		184,9581	
170	130,98		165,03		131,99		166,16		177,4067	
180	126,32		158,57		127,25		159,61		170,3121	
190	121,9		152,48		122,77		153,45		163,6368	
200	117,72		146,74		118,53		147,64		157,347	
210	113,75		141,32		114,5		142,15		151,4126	

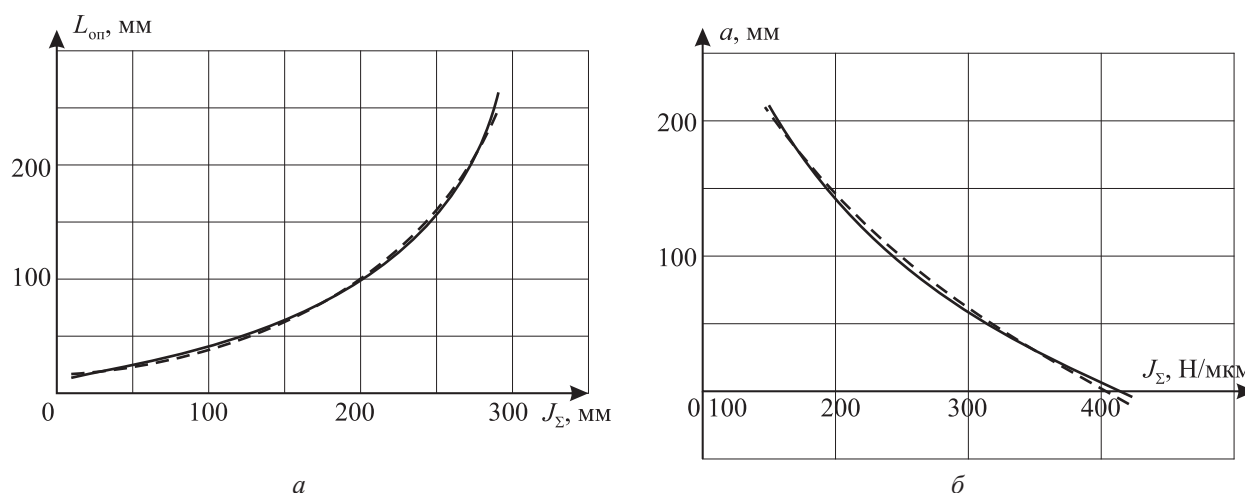


Рис. 2. Зависимости жесткости шпиндельного узла J_{Σ} от величины межопорного расстояния $L_{\text{оп}}$ (а) и консоли a шпинделя (б):
— зависимость жесткости; --- линия тренда

При выбранных в процессе поиска постоянных значениях $a = 70$ мм и $L_{\text{оп}} = 230$ мм (см. рис. 1) конструкции шпиндельного узла уравнение аппроксимации для $J_{\Sigma} = f(L_{\text{оп}})$ (см. рис. 2, а) наиболее точно отражают экспоненциальный и полиномиальный законы, а для $J_{\Sigma} = f(a)$ (см. рис. 2, б) – как полиномиальный, так и логарифмический [12].

Экспоненциальная зависимость величины межопорного расстояния $L_{\text{оп}}$ от изменения жесткости шпиндельного узла j_{Σ} описывается уравнением:

$$L_{\text{оп}} = 14,187e^{0,0098j_{\Sigma}} \text{ с } R^2 = 0,9908, \quad (7)$$

при погрешности результатов расчета $\Delta = (1,36 \div 3,9)\%$, а полиномиальная зависимость – уравнением:

$$L_{\text{оп}} = 4 \cdot 10^{-12} j_{\Sigma}^6 - 3 \cdot 10^{-9} j_{\Sigma}^5 + 8 \cdot 10^{-7} j_{\Sigma}^4 - 0,0001 j_{\Sigma}^3 + 0,0076 j_{\Sigma}^2 + 0,1473 j_{\Sigma} + 8,2258 \text{ с } R^2 \leq 1, \quad (8)$$

при $\Delta = 13 \%$.

Величины же консоли a при $L_{\text{оп}} = 230$ мм в зависимости от жесткости J_{Σ} подчиняются логарифмическим и полиномиальным законам, описываемым уравнениями:

$$a = -202,1 \ln(j_{\Sigma}) + 1215,1 \text{ с } R^2 = 0,9938, \quad (9)$$

при $\Delta = (0,6 \div 3,8) \%$ и

$$a = -6 \cdot 10^{-6} j_{\Sigma}^3 + 0,0077 j_{\Sigma}^2 - 3,4628 j_{\Sigma} + 578,73 \text{ с } R \leq 1, \quad (10)$$

при $\Delta = (3,4 \div 6,4) \%$.

Анализ результатов и выводы

Полученные результаты расчета параметров анализируемой архитектуры шпиндельного узла шлифовальной головки позволяет сделать следующие заключения:

1) с увеличением межопорного расстояния $L_{\text{оп}}$ жесткость шпиндельного узла j_{Σ} вырастает по экспоненциальному и полиномиальному законам;

2) с уменьшением консоли шпинделя жесткость шпиндельного узла возрастает по логарифмическому и полиномиальному законам, но при каждом увеличении вылета консоли примерно на 10 мм жесткость j_{Σ} в среднем уменьшается примерно на 10–20 Н/мкм;

3) увеличение предварительного натяга в применяемых подшипниках примерно в 3 раза приводит к увеличению жесткости шпиндельного узла j_{Σ} в среднем в 1,1–1,4 раза.

Конструктивная схема шпиндельной головки (см. рис. 1) предусматривает изменение частоты вращения шлифовального круга $D_{\text{кр}} = 150$ мм с 1000 до 13000 мин⁻¹, например, за счет поликлиноременной передачи. При этом для виброустойчивого процесса шлифования деталей необходимо обеспечить обработку вне резонансной зоны.

С помощью расчетов по известным формулам с учетом массы шпинделя, его опор, шкива, шлифовального круга и его оправки определена собственная частота колебаний головки f_{Σ} , которая составляет 534,4 Гц, а также частоты вынужденных колебаний шпинделя в передней и задней опорах, оправки и поликлиноременной передачи.

По графической зависимости частоты колебания рассматриваемой шлифовальной головки f_{Σ} от частоты вращения двигателя $n_{\text{шп}}$ (рис. 3) можно определить область наступления резонансных колебаний. Из графика на рис. 3 следует, что при частотах вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 12000 \div 14000$ мин⁻¹ возможно возникновение явления резонанса.

Для обеспечения безвибрационного резания необходимо согласовать режимы шлифования, при которых частота вынужденных колебаний должна отличаться от частоты собственных колебаний не менее $\pm(25-30)\%$.

Радиальное биение шпинделя в его консольной части определяется решением размерной цепи с учетом биений подшипников в передней и задней опорах и должно составлять не более 0,7 мкм.

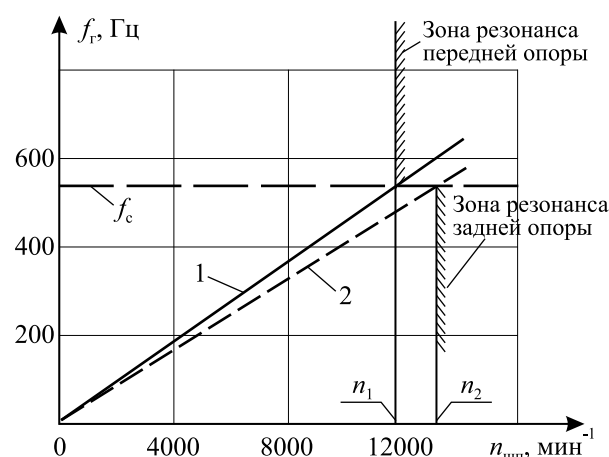


Рис. 3. Зависимость частоты колебаний шлифовальной головки f_{Σ} от частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}$:
1, 2 – при частотах колебаний соответственно передней и задней опор

$n_1 = 11941$ мин⁻¹; $n_2 = 11941$ мин⁻¹

Заключение

В статье приведена усовершенствованная методика проектирования навесных шпиндельных головок токарных станков с учетом силовых (передаваемый крутящий момент), кинематических (частотный диапазон) и динамических (виброустойчивость технологической системы) факторов. Методика позволяет на основе расчетного экспресс-анализа на ранних этапах проектирования осуществлять выбор межопорного расстояния и величины консоли шпинделя по величине требуемой жесткости шпиндельного узла.

Список литературы

1. Гаспаров Э.С. Обеспечение динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов на основе моделирования и безразборной оценки состояния опор: дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. – Самара, 2016. URL: <http://www.ulstu.ru/main?cmd=file&object=13216> (дата обращения: 03.12.2018).
2. Сирицын А.И., Баширов В.Н., Широких Э.В. Повышение виброустойчивости обработки на карусельных станках с ЧПУ // Современные проблемы теории машин: Материалы IV международной заочной научно-практической конференции. Новокузнецк: НИЦ МС. 2016. № 4 (2). С. 119–128.
3. Сирицын А.И., Баширов В.Н., Широких Э.В. Повышение виброустойчивой обработки на карусельно-шлифовальных станках с ЧПУ // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона. – Научно-практический журнал Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета. 2016. № 2 (9). С. 49–59.
4. Металлорежущие станки: учеб. для машиностроит. вузов; под ред. В.Э. Пуша. М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
5. Металлорежущие станки и автоматы: учеб. для машиностроит. вузов; под ред. А.С. Проņикова. М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
6. Каминская В.В., Левина З.М. Расчет жесткости станков. М.: Машиностроение, 1983. – 47 с.
7. Кирилин Ю.В., Шестирников А.В. Расчет и проектирование шпиндельных узлов металлорежущих станков с опорами качения: Учеб. пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 1998. – 72 с.
8. Патент RU № 2396147, МПК: В23В 19/02. Шпиндельный узел и способ регулирования частоты его собственных колебаний / Шунгулин А.В., Корнеев И.В., Шкинев К.Е., Молдаванов И.В.; опубл. 10.08.2010, бюл. № 22.
9. Стабилизация динамического состояния станка как основа решения задач повышения точности механической обработки деталей / Б.М. Бржозовский, М.Б. Бровкова, В.В. Мартынов, И.Н., Янкин // Вестник СГТУ. Надежность машин. 2006. № 3 (14). С. 61–70.
10. Сирицын А.И. Проектирование приводов главного движения и подачи металлорежущих станков с ЧПУ: учеб. пособие. Коломна: Коломенский институт МГОУ, 2001. – 85 с.
11. Перель Л.Я. Подшипники качения: справ. М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
12. Выбор наиболее подходящей линии тренда для данных. URL: <https://support.office.com/ru-ru/article/Выбор-наиболее-подходящей-линии-тренда-для-данных-1bb3c9e7-0280-45b5-9ab0-d0c93161daa8> (дата обращения: 29.11.2018).

СИРИЦЫН Алексей Иванович E-mail: aleksey.siritsin@yandex.ru Тел.: (916) 696-59-38	Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологии машиностроения и САПР Коломенского института (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет». Сфера научных интересов: станочные системы отделочной обработки деталей, жесткость и виброустойчивость станков, арочные зубчатые передачи, планетарные редукторы. Автор пяти монографий, более 160 научных статей, более 40 изобретений.
ШИРОКИХ Эдуард Валентинович E-mail: shred49@mail.ru Телефон: (903) 687-90-14	Кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии машиностроения и САПР Коломенского института (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет». Сфера научных интересов: чистовая обработка закаленных деталей, модернизация универсальных станков, способы и технологическое оборудование для нарезания арочных зубчатых колес. Автор шести монографий, более 140 научных статей, 37 изобретений.
ПОПОВ Андрей Александрович E-mail: andrew1596@yandex.ru Тел.: (919) 963-39-28	Студент 4-го курса Коломенского института (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет». Сфера научных интересов: станочное оборудование для обработки кристаллов и сверхтвердых материалов.
АДАМУШКО Надежда Николаевна E-mail: adamushkon@bk.ru Тел.: (916) 359-35-65	Кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры естественных дисциплин Коломенского института (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет». Сфера научных интересов: корреляционный анализ, математическая статистика. Автор более 50 научных статей.