

## Оптимизация компоновки токарного станка с ЧПУ

© 2022

*Денисенко Александр Федорович*<sup>\*1</sup>, доктор технических наук, профессор,  
профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты»

*Гришин Роман Георгиевич*<sup>2</sup>, кандидат технических наук, доцент,  
заведующий кафедрой «Технология машиностроения, станки и инструменты»

*Самарский государственный технический университет, Самара (Россия)*

\*E-mail: sammortor@yandex.ru

<sup>1</sup>ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6393-2831>

<sup>2</sup>ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4511-9147>

Поступила в редакцию 14.03.2022

Принята к публикации 18.05.2022

**Аннотация:** Обоснованный выбор компоновки станков является одним из направлений улучшения качества станков с ЧПУ и результатом всестороннего рассмотрения и учета целого ряда часто противоречивых требований: точности, конструктивной целесообразности, технологичности, производительности, экономичности, безопасности и т. д. Сложность выбора компоновки станков связана с их многообразием, определяемым тем, что станки с различными конструкциями узлов могут иметь одинаковые компоновки, и, наоборот, станки с одинаковыми конструкциями основных узлов могут иметь различные компоновки. В связи с многосторонним действием компоновки на точностные характеристики станка выбор оптимального компоновочного решения является актуальной задачей станкостроения. Исследование посвящено разработке методики выбора компоновочного решения для токарных станков с ЧПУ, учитывающей произвольное расположение зоны резания и наличие силовых факторов, связанных с конструкцией и компоновкой шпиндельного узла. В разработанной методике в качестве критерия выбора оптимальной компоновки предложено использовать точностной компоновочный критерий, который оценивается упругими деформациями шпинделя в зоне резания. Получены аналитические выражения для целевой функции в зависимости от двух проектных переменных параметров: углов, определяющих расположение передприводной шестерни шпинделя, и суппортной группы. Отмечено, что для прецизионных токарных станков при определении радиальной жесткости шпиндельных опор следует учесть анизотропию жесткости отверстия корпуса под переднюю опору шпинделя. Для двух указанных проектных переменных параметров показана эффективность метода сканирования (полного перебора для  $32^2$  точек), в результате использования которого и обработки с использованием пакета Mathcad получены области возможного варьирования значений указанных углов для пяти типовых компоновок подшипников опор шпинделя и ограничений, связанных с минимизацией упругих деформаций инструментальной системы.

**Ключевые слова:** компоновка станка; многокритериальная оптимизация; точностной компоновочный критерий; шпиндельный узел; упругие перемещения шпинделя; метод сканирования.

**Для цитирования:** Денисенко А.Ф., Гришин Р.Г. Оптимизация компоновки токарного станка с ЧПУ // Frontier Materials & Technologies. 2022. № 2. С. 17–27. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-17-27.

### ВВЕДЕНИЕ

Наблюдающееся в последние годы совершенствование конструкций станков, использование новых инструментальных материалов, внедрение различных измерительных систем, применение новых материалов для изготовления деталей станка, а также совершенствование программного управления обеспечило существенное улучшение качества станков, отвечающее общей тенденции повышения точности в машиностроении. Достигнутые успехи в этих направлениях заставляют искать новые пути повышения качества металлорежущего оборудования. Одним из таких путей является обоснованный выбор компоновки станков. Особенно эффективен этот путь при разработке станков с ЧПУ, когда за счет комплекса технических решений, реализуемых в их конструкциях, расширяется вариативность компоновочных решений. При этом технические решения, принимаемые на стадии проектирования, требуют всестороннего рассмотрения конструкции при учете большого числа часто противоречивых требований, т. е. при конструировании станка должен быть осуществлен

выбор его оптимальных параметров (структурных, кинематических, компоновочных, динамических, эксплуатационных), наилучшим образом соответствующих предъявляемым к ним многочисленным требованиям.

Поскольку разработка теории компоновок станков (компонетика) пока не завершена, актуальными являются вопросы анализа и обоснования компоновочных критериев, что позволит определить пути совершенствования компоновок проектируемых станков и области оптимального использования существующих компоновок. Так, например, в работе [1] рассмотрена методика автоматизированного проектирования компоновок станков с ЧПУ на стадии технического предложения с помощью программного обеспечения CAD/CAE-систем и метода конечных элементов (МКЭ). В статье [2] приведен анализ исходных данных для системы автоматизированного проектирования металлообрабатывающего оборудования, основанный на методологиях раннего выбора компоновки. Авторами [3] на основе анализа формы рабочего пространства в поперечном сечении предложена компоновка многоцелевого станка токарной группы с разработкой конструкции суппортной

группы, отличающейся простотой конструкции, низкой металлоемкостью и повышенными, по сравнению с аналогами, технологическими возможностями. Работа [4] посвящена исследованию влияния компоновочных решений на жесткость станка. Авторы предлагают выбирать компоновку технологической системы таким образом, чтобы равнодействующая сил резания приблизилась к оси наибольшей жесткости, что снижает упругие деформации и повышает точность обработки.

Определяя компоновку как систему расположения узлов станка, отличающуюся структурой, пропорциями и свойствами, получаем многообразие компоновок станков, связанное с тем, что станки с различными конструкциями узлов (сборочных единиц) могут иметь одинаковые компоновки, и, наоборот, станки с одинаковыми конструкциями основных узлов могут иметь различные компоновки. Выбор компоновки является результатом учета целого ряда критериев: точности, конструктивной целесообразности, технологичности, производительности, экономичности, безопасности и т. д.

Для современных токарных станков с ЧПУ схема компоновки определяется следующими факторами: положением обрабатываемой заготовки в пространстве, перераспределением подвижных звеньев между заготовкой и инструментом и порядком их следования, расположением инструмента относительно заготовки (спереди, сзади, сбоку, вверху), удобством доступа оператора к патрону шпинделя для установки заготовки, к задней бабке и к револьверной головке с инструментами.

Современные токарные станки с ЧПУ с горизонтальной осью шпинделя имеют компоновки следующих типов (рис. 1): горизонтальную (рис. 1 а и 1 е), вертикальную (рис. 1 d) или наклонную (рис. 1 b, 1 с, 1 f, 1 g). Наклонная компоновка может быть двусторонней (рис. 1 g), с расположением одного суппорта в нижней части станины (рис. 1 е), с расположением суппортов параллельно друг другу (рис. 1 f).

При этом токарные станки с ЧПУ выпускаются как с одной (рис. 1 а и 1 b), так и с двумя револьверными головками (рис. 1 с–g). Некоторые фирмы выпускают токарные станки с ЧПУ с тремя револьверными головками, с противощпинделем, а также станки, имеющие другие компоновки.

С учетом того, что качество станка при проектировании определяется целым рядом противоречивых критериев, выбор компоновки является задачей многокритериальной или векторной оптимизации, когда оптимальное решение может представлять собой лишь должным образом обоснованный компромисс между локальными критериями [5–8].

Из приведенных схем (рис. 1) следует, что компоновочное решение зависит от пространственного расположения суппорта (суппортов) относительно шпиндельного узла (ШУ) с возможностью расположения зоны резания в любой точке по окружности обрабатываемой заготовки.

Компоновка станка влияет на его точность через:

- упругие деформации базовых деталей и узлов в зависимости от их массы, размеров, конструктивной формы, взаимного расположения, вылетов подвижных деталей и узлов и изменения этих вылетов;
- износ направляющих, зависящий от схемы расположения, размеров и типов направляющих, расположе-

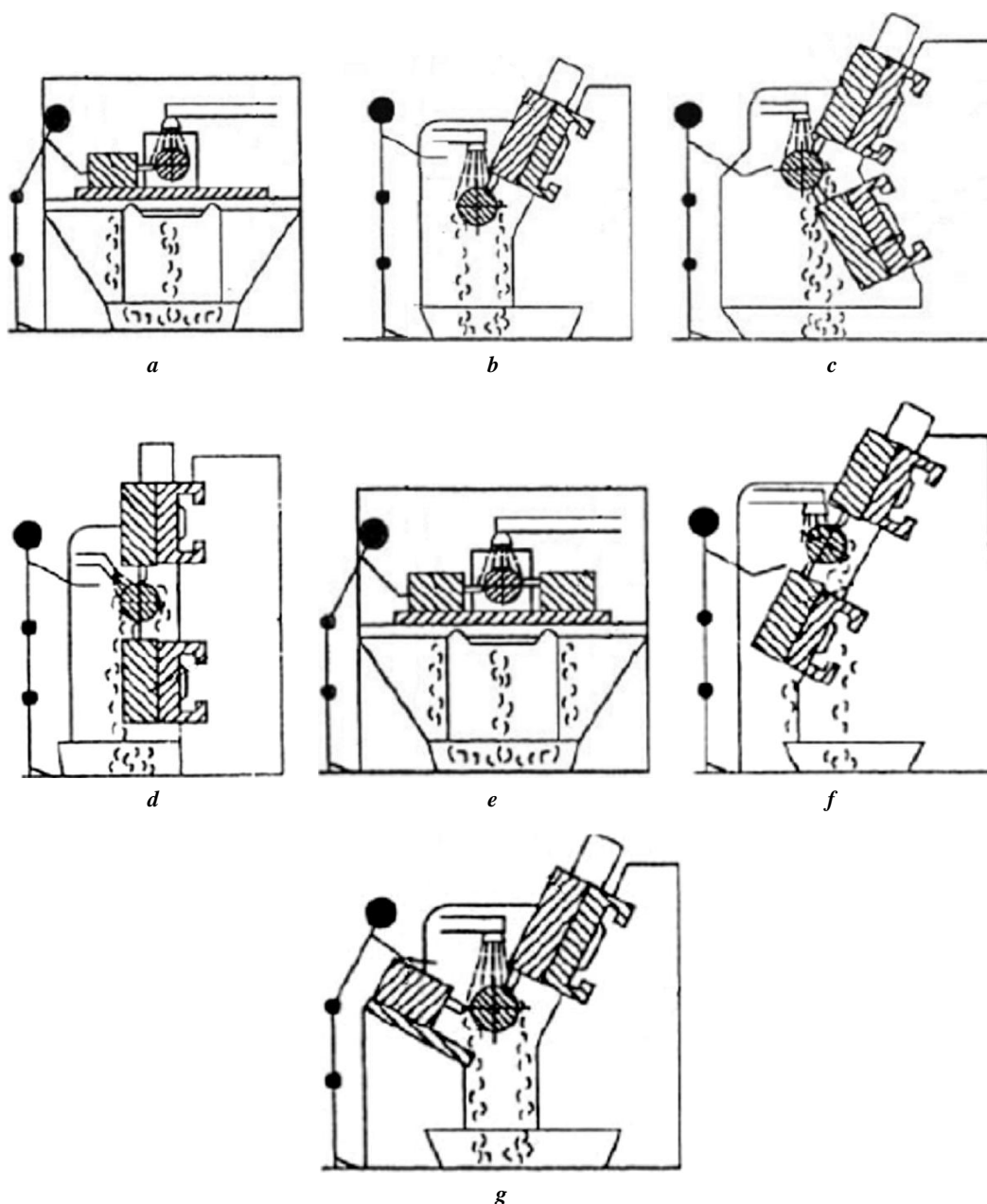
ния нагружаемых элементов относительно рабочей зоны станка;

– температурные деформации базовых и других деталей и узлов станка, что приводит к относительному линейному смещению узлов станка, несущих заготовку и режущий инструмент, а также к их угловым поворотам.

Роль учета конструктивного и компоновочного критерия в формировании упругих деформаций инструмента рассмотрена в ряде публикаций. Например, в работах [9–11] предлагаются конструктивные и технологические решения, обеспечивающие повышение жесткости инструментальных систем, в том числе при применении автоматической смены режущих инструментов. Авторами [12; 13] повышение точности обработки предлагается за счет снижения упругих деформаций инструмента, проанализированных на основе разработанных математических моделей. В [14–16] представлены методики расчета упругих параметров узлов, несущих инструментальные системы (резцедержатели, ползуны, суппорты), позволяющие с достаточной точностью определить конструктивные параметры указанных узлов на стадии их проектирования. Работы [17; 18] содержат методы, математические модели, алгоритмы и программы рационального оснащения, автоматизированного управления и многопараметрического контроля инструментальных систем на многоцелевых станках на этапе технологической подготовки производства.

Формирование составляющей точностного компоновочного критерия, обусловленной упругой деформацией шпинделя, легко решается в случае отсутствия других радиальных сил, кроме составляющих силы резания, действующих на тело шпинделя. Такие условия возникают, если на шпиндель крутящий момент передается через разгруженную конструкцию шкива ременной передачи и муфту или при использовании моторшпинделя. В этом случае направление вектора упругой деформации шпинделя в зоне резания определяется направлением действия силы (сил) резания, а его величина зависит только от конструкции тела шпинделя, компоновочного решения опор шпинделя и величин предварительных натягов в подшипниках.

Однако в ряде токарных станков с ЧПУ передача крутящего момента на шпиндель осуществляется с помощью зубчатой передачи, входящей в состав коробки скоростей, расположенной в ШУ, или являющейся частью переборной группы. Такие конструкции привода могут использоваться в случае недостаточного диапазона регулирования, получаемого с помощью асинхронного двигателя с частотным регулированием. При этом вектор упругой деформации шпинделя в зоне резания определяется действием двух силовых факторов: сил в зубчатом зацеплении и сил (силы) резания, взаимное положение которых вследствие возможных конструктивных и компоновочных решений может быть произвольным. В связи с этим рассмотрение формирования составляющей точностного компоновочного критерия, обусловленного упругой деформацией шпинделя, для указанных конструктивных решений ШУ и выбор на его основе оптимальной компоновочной схемы станка является необходимым условием повышения качества оборудования.



**Рис. 1.** Варианты компоновок токарных станков с ЧПУ:  
*a, b* – одноопорная; *c-g* – двухопорная  
**Fig. 1.** Layout options for CNC lathes:  
*a, b* – single caliper; *c-g* – double caliper

Цель исследования – разработка методики выбора компоновочного решения для токарных станков с ЧПУ, учитывающей произвольное расположение зоны резания и наличие силовых факторов, связанных с конструкцией и компоновкой шпиндельного узла.

#### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Предлагаемая методика исследований предполагает с учетом анализа тенденций развития современного металлорежущего оборудования сведение многокритериальной задачи выбора компоновки к однокритериальной и принятие в качестве основного компоновочного критерия точностного, который оценивается век-

тором упругой деформации шпинделя и инструмента в зоне резания.

Если за целевую функцию точностного компоновочного критерия принять минимальные взаимные смещения оси шпинделя и инструмента в плоскости, проходящей через вершину инструмента перпендикулярно оси шпинделя, то в качестве силовых факторов, оценивающих целевую функцию, следует учесть силу резания и силы, действующие на шпиндель от приводного элемента (зубчатой передачи).

В общем случае радиальное упругое перемещение шпинделя в точке приложения силы резания складывается из следующих составляющих:  $\delta_1$  – деформации тела шпинделя под действием силы  $Q$  на приводном

элементе;  $\delta_2$  – перемещения, вызванные упругой деформацией опор от силы  $Q$ ;  $\delta_3$  – деформации тела шпинделя под действием силы резания  $P$ ;  $\delta_4$  – перемещений, вызванных упругой деформацией опор от силы резания  $P$ :

$$\bar{\delta} = \bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2 + \bar{\delta}_3 + \bar{\delta}_4.$$

Поскольку точность на токарном станке определяется в основном взаимным смещением инструмента и детали в радиальном направлении, то будем рассматривать перемещения переднего конца шпинделя в плоскости, проходящей через радиальную составляющую силы резания и ось шпинделя:

$$\delta_r = \delta_{1r} + \delta_{2r} + \delta_{3r} + \delta_{4r},$$

где  $\delta_{1r}$ ,  $\delta_{2r}$ ,  $\delta_{3r}$ ,  $\delta_{4r}$  – перемещения шпинделя по оси  $ox$  от проекций сил  $Q$  и  $P$  на ось  $ox$  (рис. 2).

Проекция силы  $Q$  на ось  $ox$  находится с учетом углов  $\alpha$  и  $\beta$ , определяющих расположение переборного вала и зоны резания (рис. 2):

$$Q_r = \frac{2000 M_{кр}}{mz \cos\left(\frac{\pi}{9}\right)} \cos\left(\frac{11\pi}{18} + \alpha - \beta\right),$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент на шпинделе, Н·м;  
 $z$  – число зубьев приводной шестерни;  
 $m$  – модуль приводной шестерни, мм.

Упругие перемещения шпинделя в направлении действия радиальной составляющей силы резания, вызванные деформацией тела шпинделя под действием сил  $Q_r$  и  $P_r$ :

$$\delta_{1r} = \frac{Q_r(2l-b)}{6EI} ab(l-b);$$

$$\delta_{3r} = \frac{P_r(l+a)}{3EI} a^2,$$

где  $a$  – длина вылета переднего конца шпинделя;  
 $b$  – расстояние от передней опоры до приводной шестерни;

$$P_r = \frac{1000 M_{кр}}{D_{обр}};$$

$D_{обр}$  – диаметр обработки, мм;  
 $E$  – модуль упругости ( $E=2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>);  
 $I$  – момент инерции, мм<sup>4</sup>.

Для кольцевого сечения момент инерции

$$I = \frac{\pi D_{cp}^4}{64} \left(1 - \frac{d_{cp}^4}{D_{cp}^4}\right) \approx 0,05 D_{cp}^4 (1 - k^4),$$

где  $D_{cp}$  – расчетный наружный диаметр шпинделя;  
 $d_{cp}$  – расчетный внутренний диаметр шпинделя;  
 $k = \frac{d_{cp}}{D_{cp}}$  (для вала без отверстия  $k=0$ ).

Расчетные диаметры шпинделя  $D_{cp}$  и  $d_{cp}$  определяются по зависимостям:

$$D_{cp} = \frac{\sum D_i l_i}{\sum l_i}; \quad d_{cp} = \frac{\sum d_i l_i}{\sum l_i},$$

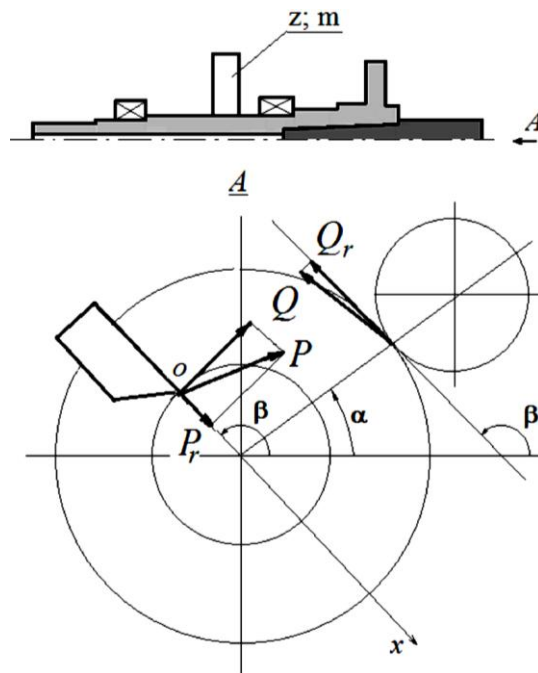


Рис. 2. Схема приведения сил  $Q$  и  $P$  к одной плоскости  
 Fig. 2. The scheme of reduction of  $Q$  and  $P$  forces to the same plane



где  $i$  – индекс (номер) участка шпинделя с постоянным моментом инерции сечения;  
 $D_i$  и  $d_i$  – наружный и внутренний диаметры  $i$ -х участков шпинделя соответственно;  
 $l_i$  – длина  $i$ -го участка шпинделя.

Для определения  $\delta_{2r}$  и  $\delta_{4r}$  найдем реакции опор  $A$  (передней) и  $B$  (задней) из равенств нулю суммы моментов сил относительно точек (опор)  $A$  и  $B$ :

$$R_A = \frac{P_r(a+l) - Q_r(l-b)}{l}; R_B = \frac{P_r a + Q_r b}{l},$$

где  $l$  – длина межопорного участка шпинделя.  
 Тогда упругие деформации опор

$$\delta_A = \frac{R_A}{j_A}; \delta_B = \frac{R_B}{j_B},$$

где  $j_A$  и  $j_B$  – радиальная жесткость опор [19], и

$$\delta_{2r} + \delta_{4r} = \frac{a(\delta_A + \delta_B) + \delta_A l}{l}.$$

При выборе компоновки для прецизионных станков при определении радиальной жесткости опор следует учесть анизотропию жесткости отверстия корпуса под переднюю опору шпинделя [20; 21].

Как следует из рассмотренных выше вариантов компоновок токарных станков с ЧПУ (рис. 1), приложение силы резания при выборе компоновочного решения возможно в любой точке по окружности заготовки. Будем считать также, что расположение переборного вала относительно шпинделя также не имеет ограниче-

ний. Таким образом, переменными проектными параметрами (ППП) при нахождении оптимальной компоновки являются углы  $\alpha$  и  $\beta$ . Наилучшей считается компоновка станка с минимальным значением величины  $|\delta|$ .

Существует большое число методов решения однокритериальных многопараметрических задач с ограничениями [5], основанных в первую очередь на определении градиентов и вычислении производных. Альтернативным является использование метода сканирования (полного перебора), когда осуществляется зондирование всего пространства ППП (определение характера (минимума или максимума) функции путем определения ее значений в ряде точек).

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Как отмечается в работе [22], в настоящее время для токарных станков с ЧПУ используют пять типовых компоновок ШУ, отличающихся типом подшипников опор (таблица 1).

Рассмотрим апробацию методики выбора компоновки токарного станка на основе точностного компоновочного критерия, взяв за основу конструкцию и основные размеры шпиндельной бабки токарного станка среднего типоразмера мод. 16Б16Т1 производства «Средневолжского станкостроительного завода» (г. Самара), имеющей в своем составе переборную группу (рис. 3).

В таблице 2 приведены параметры подшипников опор, используемые при расчете радиальной жесткости, для рассматриваемых типовых компоновок ШУ.

Выбор оптимальной компоновки производился зондированием ППП, в качестве которых принимались углы  $\alpha$  и  $\beta$ , изменяющиеся в диапазоне от 0 до  $2\pi$ . Шаг

Таблица 1. Типовые компоновки опор шпиндельных узлов токарных станков с ЧПУ  
 Table 1. Typical layouts of supports for spindle assemblies of CNC lathes

Номер компоновки	Типовые компоновки ШУ	Области применения
1		Средние и тяжелые токарные станки
2		Легкие и средние токарные станки
3		
4		Скоростные легкие и средние токарные станки
5		

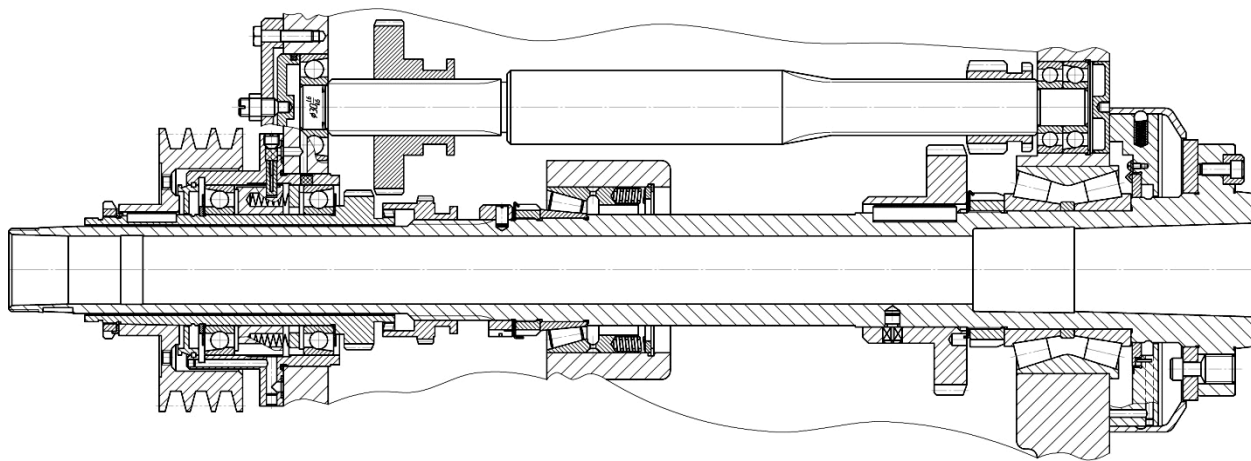


Рис. 3. Конструкция шпиндельного узла токарного станка мод. 16B16T1  
 Fig. 3. The design of a spindle assembly of the mod. 16B16T1 lathe

Таблица 2. Параметры подшипников шпиндельных опор  
 Table 2. Parameters of spindle bearings

Номер компоновки опор	Передняя опора (d=80 мм)							Задняя опора (d=70 мм)						
	Подшипник	D, мм	B, мм	α, град	z	D <sub>T</sub> , мм	l, мм	Подшипник	D, мм	B, мм	α, град	z	D <sub>T</sub> , мм	l, мм
1	97516	140	80	15	19	14,7	23,4	17814	120	32	14	17	14,2	17,4
2	7216	140	32	16	20	14,2	17,4	17814	120	32	14	17	14,2	17,4
3	3182116	125	34	–	26×2	–	10	3182114	110	30	–	25×2	–	9
	178816	125	54	60	–	9,525	–							
4	36216	140	26	12	15	19,05	–	3182114	110	30	–	25×2	–	9
	46216	125	22	26	15	19,05	–							
5	36216	140	26	12	15	19,05	–	36214	125	24	12	15	17,46	–
	46216	125	22	26	15	19,05	–	46214	110	20	26	15	17,46	–

зондирования –  $\pi/16$  ( $11,25^\circ$ ), т. е. зондирование проводилось в  $32^2$  точках. В результате зондирования с использованием пакета Mathcad были получены значения  $|\delta|$ .

Из графика, приведенного на рис. 4 для варианта компоновки опор ШУ № 1, видно, что на пространстве ППП имеются две зоны с минимальными значениями  $|\delta|$ .

Как показали исследования, зондирование с указанным шагом не дает оптимального решения, а определяет возможную зону варьирования ППП, для которой значение  $|\delta|_{\min}$  не меняется. Возможность такого решения отмечается и в работе [3]. На рис. 5, где  $i$  и  $j$  – номера шагов зондирования по соответствующему ППП:

$$\alpha_i = \frac{\pi \cdot i}{16}; \beta_j = \frac{\pi \cdot j}{16}, \text{ указанные зоны затемнены.}$$

## ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Границы зон с минимальными значениями  $|\delta|$ , по которым построены графики на рис. 5, и значения  $|\delta|_{\min}$  для типовых компоновок подшипников ШУ, указанных в таблице 1, приведены в таблице 3, где  $\Delta j = j_2 - j_1 = j_3 - j_4$ .

Зондирование пространства ППП с более мелкими шагами (таблица 4) показало, что зона варьирования ППП несколько увеличивается с уменьшением шага при неизменном значении  $|\delta|$ .

На полученные зоны оптимальных значений углов  $\alpha$  и  $\beta$  должны быть наложены ограничения на угол  $\beta$  ( $\Delta j_{\text{ис}}$ ), связанные с минимизацией упругих деформаций инструментальной системы, складывающиеся из упругих деформаций инструмента и деформаций в соединениях

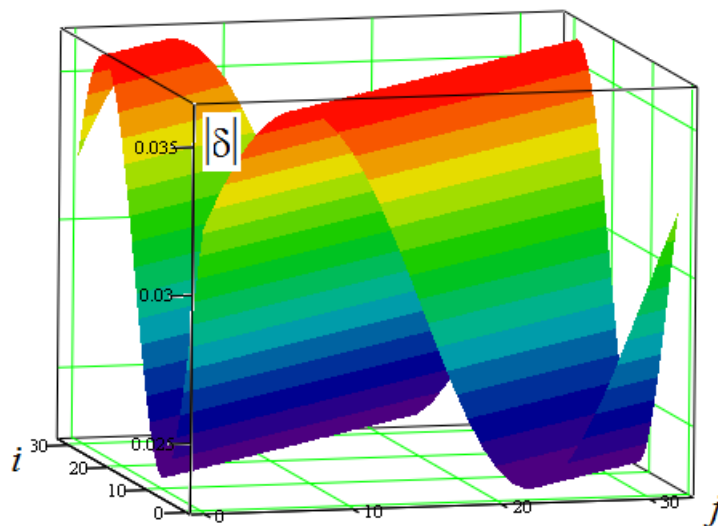


Рис. 4. Значения  $|\delta|$  при варьировании параметров  $\alpha$  и  $\beta$  для схемы компоновки подшипников № 1  
 Fig. 4. Values  $|\delta|$  when varying  $\alpha$  and  $\beta$  parameters for bearing arrangement No. 1

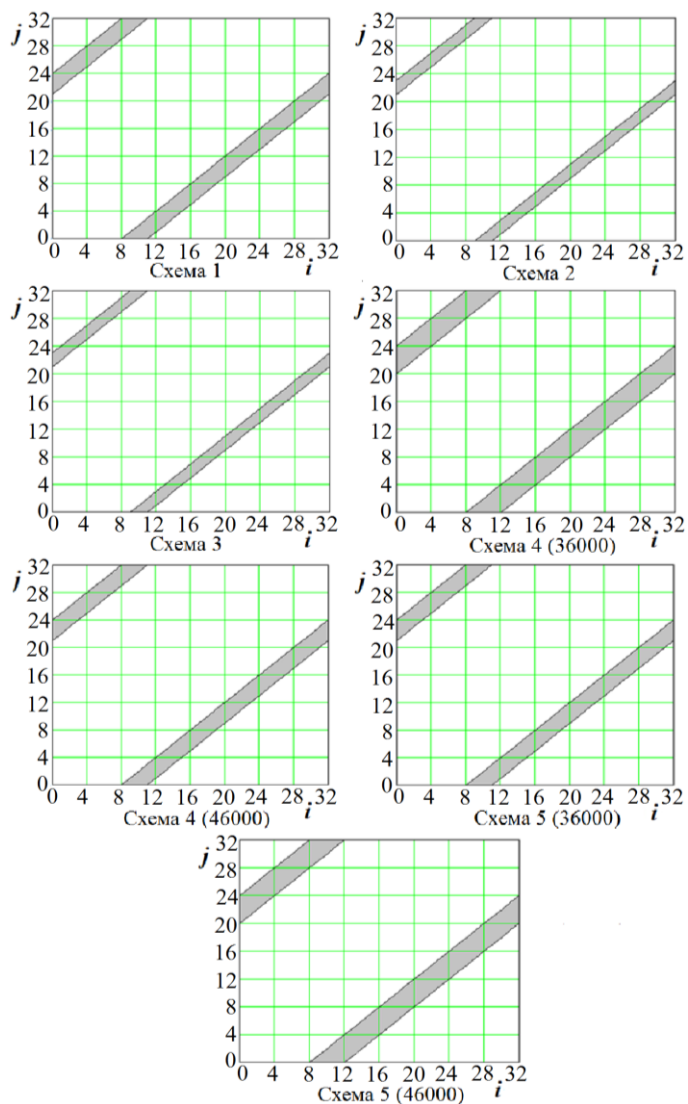


Рис. 5. Зоны варьирования параметров  $\alpha$  и  $\beta$  для получения оптимальной компоновки (при нулевом зазоре в подшипниках)  
 Fig. 5. Variation zones of  $\alpha$  and  $\beta$  parameters to obtain an optimal layout (with zero clearance in bearings)

Таблица 3. Границы зон с минимальными значениями  $|\delta|$   
 Table 3. Zone boundaries with minimum values of  $|\delta|$

Номер компоновки опор ШУ	$ \delta _{\min}$ , мм	$\Delta j$	Зависимости, определяющие зоны варьирования ППП			
			$j_1=i+21$	$j_2=i+24$	$j_3=i-11$	$j_4=i-8$
1	0,023	3	$j_1=i+21$	$j_2=i+24$	$j_3=i-11$	$j_4=i-8$
2	0,039	2	$j_1=i+21$	$j_2=i+23$	$j_3=i-11$	$j_4=i-9$
3	0,025	2	$j_1=i+21$	$j_2=i+23$	$j_3=i-11$	$j_4=i-9$
4 (с подш. 36000)	0,018	4	$j_1=i+20$	$j_2=i+24$	$j_3=i-12$	$j_4=i-8$
4 (с подш. 46000)	0,019	3	$j_1=i+21$	$j_2=i+24$	$j_3=i-11$	$j_4=i-8$
5 (с подш. 36000)	0,016	3	$j_1=i+21$	$j_2=i+24$	$j_3=i-11$	$j_4=i-8$
5 (с подш. 46000)	0,018	4	$j_1=i+20$	$j_2=i+24$	$j_3=i-12$	$j_4=i-8$

Примечание. Значения  $j_1, j_2, j_3, j_4$  должны выбираться из диапазона от 0 до 32.

Note.  $j_1, j_2, j_3, j_4$  values should be selected from the range between 0 and 32.

Таблица 4. Влияние шага зондирования для схемы компоновки подшипников № 1  
 Table 4. The influence of probing pitch for bearing arrangement No. 1

	Шаг зондирования, рад			
	$\pi/16$	$\pi/32$	$\pi/64$	$\pi/128$
Количество точек зондирования	$32^2$	$64^2$	$128^2$	$256^2$
$ \delta _{\min}$ , мм	0,023	0,023	0,023	0,023
$\Delta j$	3	7	14	30
$\Delta\beta$ , град	33,75	39,38	39,38	42,19

элементов суппортной группы, определяемые с учетом ее конструкции (рис. 6).

На основании полученных зон варьирования ППП (рис. 5, таблица 3) выбор оптимальной компоновки станка по точностному компоновочному критерию осуществляется следующим образом.

1. В соответствии с требуемым значением  $|\delta|$  выбирается схема компоновки подшипников опор шпинделя и назначаются предварительные натяги в подшипниках.

2. Строится график  $j=f(i)$  при шаге варьирования ППП, равном  $\pi/16$ .

3. Накладывается ограничение  $\Delta j_{\text{ис}}$  (рис. 6 а).

4. С учетом возможных конструктивных решений выбирается расположение приводной шестерни и угол  $\alpha$  (параметр  $i$ ) и оценивается допустимое варьирование значения угла  $\beta$  (параметр  $\Delta j$ ) (рис. 6 а).

5. Оптимальная компоновка (оптимальное расположение зоны резания – угол  $\beta$ ) определяется выбором точки на выделенной линии в пределах  $\Delta j$ .

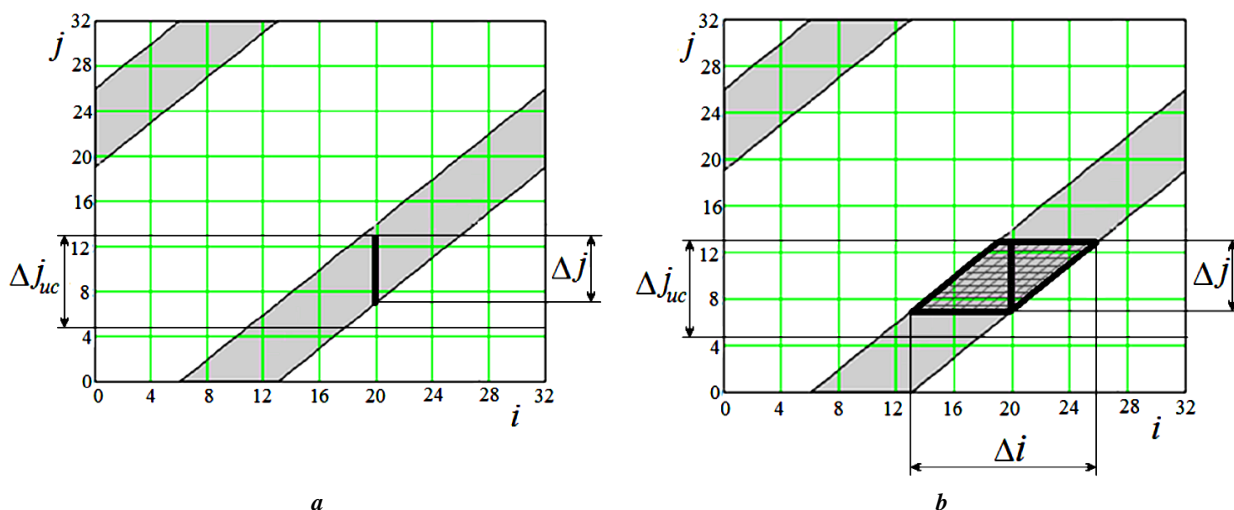
6. Если полученные значения углов  $\alpha$  и  $\beta$  противостоят другим компоновочным критериям, то значения ППП могут быть определены выбором оптимальной

точки в выделенных зонах левее или правее построенной линии для  $\Delta j$  (рис. 6 б). В случае недостаточности выделенных возможных зон варьирования углов  $\alpha$  и  $\beta$  расчет повторяется с п. 2 при уменьшенном шаге варьирования ППП.

## ВЫВОДЫ

1. С использованием основных положений оптимального проектирования предложена методика выбора компоновочного решения для токарных станков с ЧПУ, когда передача крутящего момента на шпиндель осуществляется с помощью зубчатой передачи, входящей в состав коробки скоростей, расположенной в шпиндельном узле, или являющейся частью переборной группы.

2. Обосновано, что методом решения многокритериальной оптимизационной компоновочной задачи может являться ее сведение к однокритериальной, когда в качестве критерия используется точность положения шпинделя под действием силовых факторов, а остальные критерии формируют критериальные ограничения.



**Рис. 6.** Определение области оптимальных значений углов  $\alpha$  и  $\beta$ :  
**a** – область оптимальных значений угла  $\beta$  при фиксированном параметре  $i$ ;  
**b** – расширенная область оптимальных значений углов  $\alpha$  и  $\beta$   
**Fig. 6.** Determination of an area of optimal values of angles  $\alpha$  and  $\beta$ :  
**a** – the area of optimal values of angle  $\beta$  at a fixed parameter  $i$ ;  
**b** – the extended area of optimal values of angles  $\alpha$  and  $\beta$

3. При двух проектных переменных параметрах показана эффективность метода сканирования (полного перебора), в результате использования которого получены области оптимальных значений углов  $\alpha$  и  $\beta$ , определяющих расположение передприводной шестерни шпинделя и суппортной группы токарного станка.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кульга К.С., Асбапов Э.Р., Китаев А.А., Кривошеев И.А. Автоматизированное проектирование компоновок металлорежущих станков с ЧПУ с помощью CAD/CAE-систем // Вестник МГТУ Станкин. 2019. № 2. С. 63–68.
2. Лехмус М.Ю., Фецак С.И., Амиров Р.Ф. Структурный синтез компоновок металлорежущих станков // СТИН. 2016. № 10. С. 1–4.
3. Акмаев О.К., Еникеев Б.А. Расширение технологических возможностей многоцелевого станка токарной группы // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2012. Т. 16. № 4. С. 18–23.
4. Хусаинов Р.М., Зянгилова Э.Р., Лозинский В.В. Моделирование показателей точности технологической системы обработки резанием // Металлообработка. 2020. № 3. С. 11–18.
5. Белоусов В.Е., Гайдук А.В., Золотарев В.Н. К проблеме решения задач многокритериальной оптимизации // Системы управления и информационные технологии. 2006. № 3. С. 34–41.
6. Misyurin S., Kreynin G., Nelyubin A., Nosova N. Multicriteria Optimization of a Dynamic System by Methods of the Theories of Similarity and Criteria Importance // Mathematics. 2021. Vol. 9. № 22. Article number 2854. DOI: [10.3390/math9222854](https://doi.org/10.3390/math9222854).
7. Moumen S., Ouhimmou S. New multiobjective optimization algorithm using NBI-SASP approaches for mechanical structural problems // International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization. 2022. Vol. 13. Article number 4. DOI: [10.1051/smdo/2021037](https://doi.org/10.1051/smdo/2021037).
8. Tong V.-C., Hwang J., Shim J., Oh J.-S., Hong S.-W. Multi-objective Optimization of Machine Tool Spindle-Bearing System // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2020. Vol. 21. № 10. P. 1885–1902. DOI: [10.1007/s12541-020-00389-7](https://doi.org/10.1007/s12541-020-00389-7).
9. Пини Б.Е., Зиновьев Д.А. Моделирование жесткости инструментальных систем станков для определения их влияния на точность обработки деталей // Известия МГТУ МАМИ. 2008. № 2. С. 129–135.
10. Стародубов В.С. Автоматическая смена режущих инструментов на металлорежущих станках с ЧПУ на основе применения револьверных головок // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 5. С. 31–36.
11. Алёхин А.Г., Крылов Е.Г., Сердобинцев Ю.П. Повышение контактной жесткости крепления хвостового режущего инструмента // СТИН. 2015. № 5. С. 7–11.
12. Заковоротный В.Л., Фам Д.Т., Нгуен С.Т. Моделирование деформационных смещений инструмента относительно заготовки при точении // Вестник Донского государственного технического университета. 2010. Т. 10. № 7. С. 1005–1015.
13. Lin Z., Tian W., Zhang D., Gao W., Wang L. A mapping model between the workpiece geometric tolerance and the end pose error of CNC machine tool considering structure distortion of cutting process system // Advances in Mechanical Engineering. 2021. Vol. 13. № 3. P. 1–14. DOI: [10.1177/16878140211004771](https://doi.org/10.1177/16878140211004771).
14. Довнар С.С., Якимович А.М., Ажар А.В., Кучинская А.А. МКЭ-анализ жесткости суппорта тяжелого токарного станка в статике и динамике // Машиностроение. Минск: Белорусский национальный технический университет, 2018. С. 171–180.

15. Безъязычный В.Ф., Чумак П.В. Алгоритм определения погрешности обработки, обусловленной жесткостью ползуна токарно-карусельного станка // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2018. № 2. С. 30–35.
  16. Вакуленко С.В. Проектирование и расчет токарного резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости // Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта. 2015. № 1. С. 62–72.
  17. Крылов Е.Г., Сердобинцев Ю.П. Повышение эффективности функционирования инструментальных систем автоматизированного станочного оборудования. Старый Оскол: Тонкие наукоёмкие технологии (ТНТ), 2018. 316 с.
  18. Перепелкин Ю.К., Гилица В.Е., Московкин В.А. Расчет погрешности от упругих деформаций в условиях комплексной автоматизации // Главный механик. 2019. № 5. С. 41–49.
  19. Li Y., Cao H., Zhu Y. Study on nonlinear stiffness of rolling ball bearing under varied operating conditions // 2013 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing (ISAM). 2013. P. 8–11. DOI: [10.1109/ISAM.2013.6643509](https://doi.org/10.1109/ISAM.2013.6643509).
  20. Денисенко А.Ф., Якимов М.В., Борисова К.Р. Анизотропия радиальной жесткости расточки корпуса под опоры шпинделя токарного станка // Вестник Брянского государственного технического университета. 2021. № 5. С. 23–31. DOI: [10.30987/1999-8775-2021-5-23-31](https://doi.org/10.30987/1999-8775-2021-5-23-31).
  21. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Учет анизотропии упругих свойств передней опоры шпиндельного узла токарного станка при изготовлении деталей приборов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2015. № 3. С. 91–99.
  22. Зверев И.А. Современное состояние и перспективы развития высокоскоростных шпиндельных узлов металлорежущих станков // Станкоинструмент. 2016. № 4. С. 62–69.
- REFERENCES**
1. Kulga K.S., Asbapov E.R., Kitaev A.A., Krivosheev I.A. Automated design of CNC machine tools using CAD/CAE systems. *Vestnik MGTU Stankin*, 2019, no. 2, pp. 63–68.
  2. Lekhmus M.Yu., Fetsak S.I., Amirov R.F. Structural synthesis of machinetool arrangements. *STIN*, 2016, no. 10, pp. 1–4.
  3. Akmaev O.K., Enikeev B.A. The enhancing of technological capabilities of multi-purpose turning group machines. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, vol. 16, no. 4, pp. 18–23.
  4. Khusainov R.M., Ziangirova E.R., Lozinskiy V.V. Modeling of accuracy indicators of the technological cutting system. *Metalloobrabotka*, 2020, no. 3, pp. 11–18.
  5. Belousov V.E., Gayduk A.V., Zolotarev V.N. On the problem of solving problems of multicriteria optimization. *Sistemy upravleniya i informatsionnye tekhnologii*, 2006, no. 3, pp. 34–41.
  6. Misyurin S., Kreynin G., Nelyubin A., Nosova N. Multicriteria Optimization of a Dynamic System by Methods of the Theories of Similarity and Criteria Importance. *Mathematics*, 2021, vol. 9, no. 22, article number 2854. DOI: [10.3390/math9222854](https://doi.org/10.3390/math9222854).
  7. Moumen S., Ouhimmou S. New multiobjective optimization algorithm using NBI-SASP approaches for mechanical structural problems. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 2022, vol. 13, article number 4. DOI: [10.1051/smdo/2021037](https://doi.org/10.1051/smdo/2021037).
  8. Tong V.-C., Hwang J., Shim J., Oh J.-S., Hong S.-W. Multi-objective Optimization of Machine Tool Spindle-Bearing System. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2020, vol. 21, no. 10, pp. 1885–1902. DOI: [10.1007/s12541-020-00389-7](https://doi.org/10.1007/s12541-020-00389-7).
  9. Pini B.E., Zinovev D.A. Simulation of tooling system rigidity for estimation their influence on working accuracy. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2008, no. 2, pp. 129–135.
  10. Starodubov V.S. Automatic changing of cutting tools on numerically controlled machine tools on the basis of turrets application. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2012, no. 5, pp. 31–36.
  11. Alekhin A.G., Krylov E.G., Serdobintsev Yu.P. Increasing the contact rigidity of the attachment of the tail cutting tool. *STIN*, 2015, no. 5, pp. 7–11.
  12. Zakovorotnyy V.L., Fam D.T., Nguen S.T. Modeling of tool deformation offsetting to workpiece in turning. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2010, vol. 10, no. 7, pp. 1005–1015.
  13. Lin Z., Tian W., Zhang D., Gao W., Wang L. A mapping model between the workpiece geometric tolerance and the end pose error of CNC machine tool considering structure distortion of cutting process system. *Advances in Mechanical Engineering*, 2021, vol. 13, no. 3, pp. 1–14. DOI: [10.1177/16878140211004771](https://doi.org/10.1177/16878140211004771).
  14. Dovnar S.S., Yakimovich A.M., Azhar A.V., Kuchinskaya A.A. FEM-analysis of the rigidity of a support of a heavy lathe in statics and dynamics. *Mashinostroenie*. Minsk, Belorusskiy natsionalnyy tekhnicheskii universitet Publ., 2018, pp. 171–180.
  15. Bezyazychnyy V.F., Chumak P.V. Algorithm for determining the processing error due to the rigidity of the slider of a lathe-and-boring machine. *Vestnik Rybinskoy gosudarstvennoy aviatsionnoy tekhnologicheskoy akademii im. P.A. Soloveva*, 2018, no. 2, pp. 30–35.
  16. Vakulenko S.V. Design and calculation lathe tool holder with adjustable position of the center of rigidity. *Sovremennye innovatsionnye tekhnologii podgotovki inzhenernykh kadrov dlya gornoy promyshlennosti i transporta*, 2015, no. 1, pp. 62–72.
  17. Krylov E.G., Serdobintsev Yu.P. *Povyshenie effektivnosti funktsio-nirovaniya instrumentalnykh sistem avtomatizirovannogo stanochnogo oborudovaniya* [Improving the efficiency of the functioning of instrumental systems of automated machine equipment]. Staryy Oskol, Tonkie naukoemkie tekhnologii (TNT) Publ., 2018. 316 p.
  18. Perepelkin Yu.K., Giditsa V.E., Moskovkin V.A. Calculation of elastic deformation error in the conditions of

- complex automation. *Glavnyy mekhanik*, 2019, no. 5, pp. 41–49.
19. Li Y., Cao H., Zhu Y. Study on nonlinear stiffness of rolling ball bearing under varied operating conditions. *2013 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing (ISAM)*, 2013, pp. 8–11. DOI: [10.1109/ISAM.2013.6643509](https://doi.org/10.1109/ISAM.2013.6643509).
20. Denisenko A.F., Yakimov M.V., Borisova K.R. Radial stiffness anisotropy of body boring for lathe spindle bearings. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2021, no. 5, pp. 23–31. DOI: [10.30987/1999-8775-2021-5-23-31](https://doi.org/10.30987/1999-8775-2021-5-23-31).
21. Denisenko A.F., Yakimov M.V. Elastic anisotropy front bearing spindle unit lathes. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki*, 2015, no. 3, pp. 91–99.
22. Zverev I.A. Modern state and development prospects of highspeed spindle units. *Stankoinstrument*, 2016, no. 4, pp. 62–69.

## Optimizing the layout of a CNC lathe

© 2022

**Aleksandr F. Denisenko**<sup>\*1</sup>, Doctor of Sciences (Engineering), Professor, professor of Chair “Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools”

**Roman G. Grishin**<sup>2</sup>, PhD (Engineering), Associate Professor, Head of Chair “Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools”

*Samara State Technical University, Samara (Russia)*

\*E-mail: sammortor@yandex.ru

<sup>1</sup>ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6393-2831>

<sup>2</sup>ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4511-9147>

Received 14.03.2022

Accepted 18.05.2022

**Abstract:** A reasonable choice of machine layout is one of the ways to improve the quality of CNC machines and the result of a comprehensive analysis and consideration of many frequently conflicting requirements: accuracy, design feasibility, processability, productiveness, efficiency, safety, etc. The complexity of the choice of machine layout is associated with their diversity depending on the fact that machines with different designs of assembly units can have the same arrangement and, conversely, lathes with the same designs of main elements can have different layouts. Due to the multiple effects of layout on the accuracy characteristics of a machine, the optimal layout solution choice is the priority problem of machine building. The study covers the development of a technique for selecting a layout solution for the CNC lathes, which considers the random location of cutting zones and the existence of power factors related to the design and layout of a spindle unit. In the developed technique, as a criterion for choosing an optimal arrangement, the authors suggest using an accuracy layout criterion evaluated by the elastic deformations of a spindle in the cutting zone. The study resulted in analytical expressions for an objective function depending on two design variables: angles determining the location of a spindle pre-drive gear and a tool-holding group. The authors note that for the precision lathes when identifying spindle bearing radial stiffness, one should take into account the stiffness anisotropy of a housing bore for the spindle front support. For two specified design variables, the study shows the performance of a scanning method (complete enumeration for 32<sup>2</sup> points). Using this method and processing with Mathcad software, the authors obtained a possible variation range of values of specified angles for five standard layouts of spindle support bearings and limitations related to the minimization of elastic deformations of the tooling system.

**Keywords:** machine layout; multicriteria optimization; accuracy layout criterion; spindle assembly; spindle elastic displacement; scanning method.

**For citation:** Denisenko A.F., Grishin R.G. Optimizing the layout of a CNC lathe. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, no. 2, pp. 17–27. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-17-27.