

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.892

doi: 10.30987/2782-5957-2025-6-24-32

МЕТОДИКА РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КРУПНОБЛОЧНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Любовь Юрьевна Подкругляк¹✉, Александр Федорович Денисенко²

^{1,2} Самарский государственный технический университет, Самара, Россия

¹ podkruglak@mail.ru

² sammortor@yandex.ru

Аннотация

Тепловые потоки в узлах станков имеют весьма сложный характер в связи с большим числом деталей, входящих в их конструкцию. Поэтому формирование тепловых потоков определяется не только распространением тепла от источников через сплошные детали, но, в значительной мере, через контакты деталей между собой. Несовершенство контакта на границе раздела твердых тел приводит к возникновению контактного термического сопротивления (КТС). Учет КТС в тепловых моделях дает возможность обоснованно управлять тепловыми потоками в особо точных узлах металлорежущих станков за счет конструкторских и технологических мероприятий. Точность шпиндельных узлов (ШУ) на 80 % определяет точность станка в целом. Тепловые погрешности металлорежущих станков составляют 40-70 % от общего баланса погрешностей, поэтому управление тепловыми пото-

ками в ШУ весьма актуально. В предложенной методике: определена последовательность этапов разработки конечно-элементной модели температурного поля ШУ с использованием крупноблочных конечных элементов; обоснован выбор типа тепловой модели и разбиение ее на крупноблочные конечные элементы (КЭ); рассчитаны тепловые сопротивления КЭ и мощности тепловыделения в подшипниках ШУ; предложены уравнения равновесия тепловых потоков в узлах КЭ тепловой модели с выбором исходных данных для расчетов. Предложенная методика с применением крупноблочных конечных элементов тепловой модели позволяет определять температуру практически в любой точке конструкции.

Ключевые слова: шпиндельный узел, элементы, поток, модель, сопротивление, уравнение теплового баланса.

Ссылка для цитирования:

Подкругляк Л.Ю. Методика расчетного определения температуры шпиндельных узлов с использованием крупноблочных конечных элементов / Л.Ю. Подкругляк, А.Ф. Денисенко // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 6. – С. 24-32. doi: 10.30987/2782-5957-2025-6-24-32.

Original article

Open Access Article

METHOD OF TEMPERATURE CALCULATION OF SPINDLE ASSEMBLIES USING LARGE-BLOCK FINITE ELEMENTS

Lyubov Yuryevna Podkruglyak¹✉, Aleksandr Fedorovich Denisenko²

^{1,2} Samara State Technical University, Samara, Russia

¹ podkruglak@mail.ru

² sammortor@yandex.ru

Abstract

Heat flows in machine tool assemblies are very complex due to the large number of parts included in their design. Therefore, heat flows are formed not only by the propagation of heat from sources through solid parts, but, to a significant extent, through the contacts

of parts between them. Imperfection of the contact at the interface of the separation of solids leads to the appearance of contact thermal resistance (CTR). Taking into account CTR in thermal models makes it possible to reasonably control heat flows in particularly

precise assemblies of metal-cutting machines through design and technological measures. The accuracy of the spindle assemblies (SA) determines the accuracy of the machine as a whole by 80 %. The thermal errors of metal-cutting machines account for 40-70 % of the total error balance, therefore, heat flow control in the SA is very relevant. In the proposed method the sequence of stages for developing a finite element model of the SA temperature field using large-block finite elements is determined; the choice of the thermal model type and its division into large-block finite elements

Reference for citing:

Podkruglyak LYu, Denisenko AF. Method of temperature calculation of spindle assemblies using large-block finite elements. Transport Engineering. 2025;6:24-32. doi: 10.30987/2782-5957-2025-6-24-32.

Введение

Исследование тепловых деформаций элементов промышленных установок, критичных для их работоспособности, базируется на анализе пространственного распределения температур. Современные подходы к проектированию предусматривают предварительное моделирование тепловых процессов с использованием вычислительных методов. Прорывом в этой области стало активное внедрение конечно-элементного анализа (КЭА), который устранил ключевое ограничение традиционных методик – необходимость геометрических упрощений. В отличие от аналитических решений, КЭА позволяет воспроизводить реальную конфигурацию объектов с точным описанием их физических свойств [1].

Несмотря на прогресс, при проектировании сложных агрегатов, таких как металлообрабатывающие станки с тысячами взаимодействующих компонентов, возникает принципиальная сложность. Точность прогнозирования температурных полей для сборочных единиц ограничена трудностями моделирования теплопередачи в зонах контакта деталей.

Современные САЕ-системы эффективно решают задачи теплового анализа для отдельных деталей через автоматизацию построения сеток, но интеграция контактных взаимодействий в единую расчетную схему остается непростой задачей. Это обусловлено необходимостью

(FE) is substantiated; the thermal resistances of FEs and the heat dissipation capacities in the bearings of SAs are calculated; the equations of the equilibrium of heat flows in the KE assemblies of the thermal model with the choice of initial data for calculations are proposed. The proposed technique using large-block finite elements of the thermal model makes it possible to determine the temperature practically at any point of the structure.

Keywords: spindle assembly, elements, flow, model, resistance, heat balance equation.

одновременного учета теплопроводности материалов, параметров сопряжения поверхностей и нестационарных режимов работы оборудования [2]. Последнее обстоятельство существенно усложняет анализ распространения тепловых потоков, так как требует предварительного моделирования прохождения теплового потока через зону контакта деталей с учетом возможных микро- и макроотклонений контактирующих поверхностей.

Как показано в работе [3] контактное термическое сопротивление (КТС) может быть учтено на основе аналогии распространения теплового потока с распространением электрического тока через соединения деталей. В настоящее время отсутствует инженерная методика, позволяющая выполнять тепловые расчеты ШУ станков, с обеспечением рекомендованных примерных величин температуры допустимого нагрева наружных колец шпиндельных подшипников [4], максимально учитывающая конструктивные и технологические особенности.

В связи с вышеизложенным, целью исследования является разработка инженерной методики расчетного определения температуры шпиндельных узлов, позволяющей избежать использования ресурсоемких специализированных программных решений и оптимально интегрировать параметры, связанные с конструктивными и технологическими особенностями изделия.

Раздел 1. Разработка модели температурного поля шпиндельного узла

Разработка модели температурного поля ШУ включает выполнение следующих этапов:

1. Анализ сборочного чертежа ШУ.

Поскольку ключевым параметром, определяющим температурный режим ШУ, выступает нагрев наружных колец подшипников, анализ можно свести к исследованию гильзы шпинделя. В данной детали закреплены наружные кольца опор подшипников, что придает ей ключевое значение при анализе тепловых явлений.

2. Упрощение чертежа ШУ.

Для упрощения проектируемой модели допускается:

- исключение мелких элементов, не оказывающих значительного влияния на распределение тепловых потоков;
- замена конических участков на эквивалентные ступенчатые цилиндрические элементы;
- аппроксимация сечений подшипниковых колец прямоугольными формами (без детализации профиля беговых дорожек);

– пренебрежение крепежными элементами с условным заполнением монтажных отверстий материалом основной конструкции [5].

При моделировании тепловых процессов в ШУ можно существенно упростить расчеты благодаря их осевой симметрии. Такая особенность конструкции позволяет свести трехмерную тепловую модель к двумерной, представив ее в виде тонкой пластины фиксированной толщины H (например $H = 1$ мм), соответствующей поперечному сечению шпинделя (рис. 1). Поскольку каждая из таких пластин находится в идентичных тепловых условиях, взаимным теплообменом между ними можно пренебречь.

Использование плоской модели постоянной толщины может быть использовано для ШУ небольших диаметральных размеров [6]. Для ШУ значительного диаметра шпинделя следует использовать плоскоступенчатую модель, когда толщина H увеличивается ступенчато по мере удаления от оси симметрии.

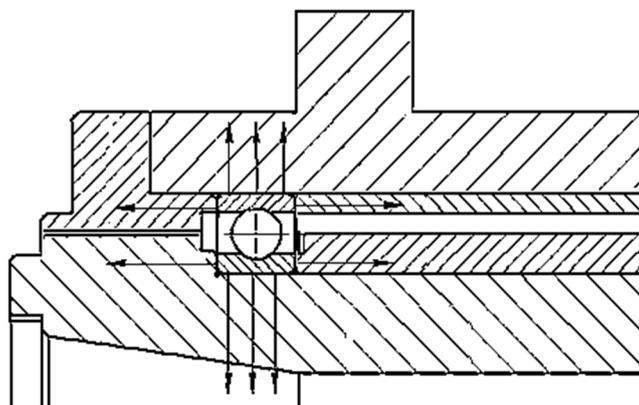


Рис. 1. Конструкция передней опоры шпиндельного узла
Fig. 1. The design of the front support of the spindle assembly

Разбиение модели на блоки и крупноблочные КЭ

Плоская тепловая модель разбивается на блоки, границы которых формируются как поверхностями, соединенными с соседними элементами узла, так и открытыми кромками, взаимодействующими с окружающей средой (воздухом) (рис. 2). Затем каждый блок делится на крупные прямоугольные конечные элементы (пунктирные линии на рис. 3), при этом соблю-

дается правило: в узловых точках, не принадлежащих внешней границе блока, должны сходиться четыре соседних элемента. Формирование тепловой модели осуществляется таким образом, что расчетные узлы размещаются в геометрических центрах полученных прямоугольных элементов.

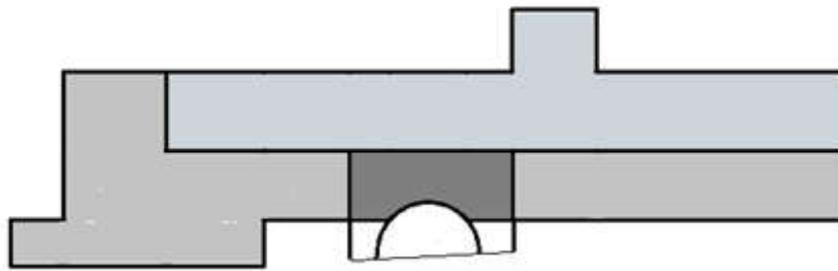


Рис. 2. Блоки плоской тепловой модели наружного кольца подшипника передней опоры шпиндельного узла
Fig. 2. Blocks of the flat thermal model of the outer ring of the bearing of the front support of the spindle assembly

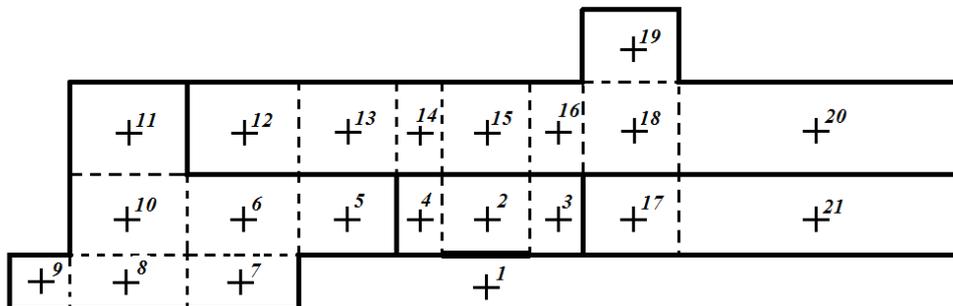


Рис. 3. Разбиение блоков плоской тепловой модели на крупноблочные КЭ с обозначением узлов тепловой модели
Fig. 3. The division of the blocks of the flat thermal model into large-block finite elements with designation of the nodes of the thermal model

Определение тепловых сопротивлений крупноблочных КЭ

В рамках электротепловой аналогии процесс передача тепла может быть описан с помощью тепловой модели, состоящей из узлов и ветвей. Ветви представляют собой участки модели, включающие одно или несколько термических сопротивлений, через которые проходит одинаковый тепловой поток. Узлы соответствуют центрам КЭ, где сходятся две или более ветви, образуя соединения в модели.

Рассмотрим i -ый конечный элемент (рис. 4) который может иметь границы с:

- другим КЭ, принадлежащим той же детали (КЭ n , показан пунктирной линией на рис. 4);
- КЭ из соседней детали в составе сборки (КЭ g и l , показаны сплошной линией);
- внешней границей, контактирующей с окружающей средой.

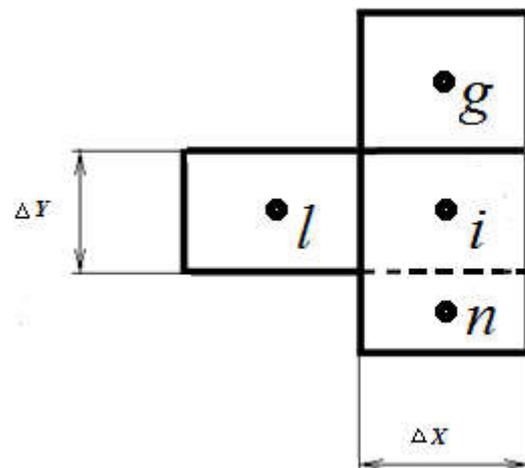


Рис. 4. i -ая ячейка тепловой модели для определения теплового сопротивления
Fig. 4. i -th cell of the thermal model for determining thermal resistance

В тепловой модели ячейка i -го конечного элемента может быть описана схемой, представленной на рис. 5а, где: R_{ix}^T, R_{iy}^T – тепловые сопротивления матери-

ала i -го элемента вдоль осей x и y соответственно; R_{ix}^T – термическое сопротивление элемента l в направлении оси x ; R_{ny}^T, R_{gy}^T – сопротивления по оси y для элементов n и g ; R_{il}^C, R_{ig}^C – контактные термические сопротивления (КТС) на стыках между элементами i и l , а также i и g ; R_{ix}^V – сопротивление, обусловленное конвективным теплообменом между элементом i и окружающим воздухом вдоль оси x .

Применяя принципы электротепловой аналогии, последовательно соединён-

ные сопротивления можно просуммировать, в результате чего элемент тепловой модели примет следующий вид, представленный на рис. 5б, где

$$R_{il} = 0,5R_{ix}^T + R_{il}^C + 0,5R_{ix}^T; \quad (1)$$

$$R_{ig} = 0,5R_{iy}^T + R_{ig}^C + 0,5R_{iy}^T; \quad (2)$$

$$R_{in} = 0,5R_{iy}^T + 0,5R_{ny}^T; \quad (3)$$

$$R_{ixv} = 0,5R_{ix}^T + R_{ix}^V. \quad (4)$$

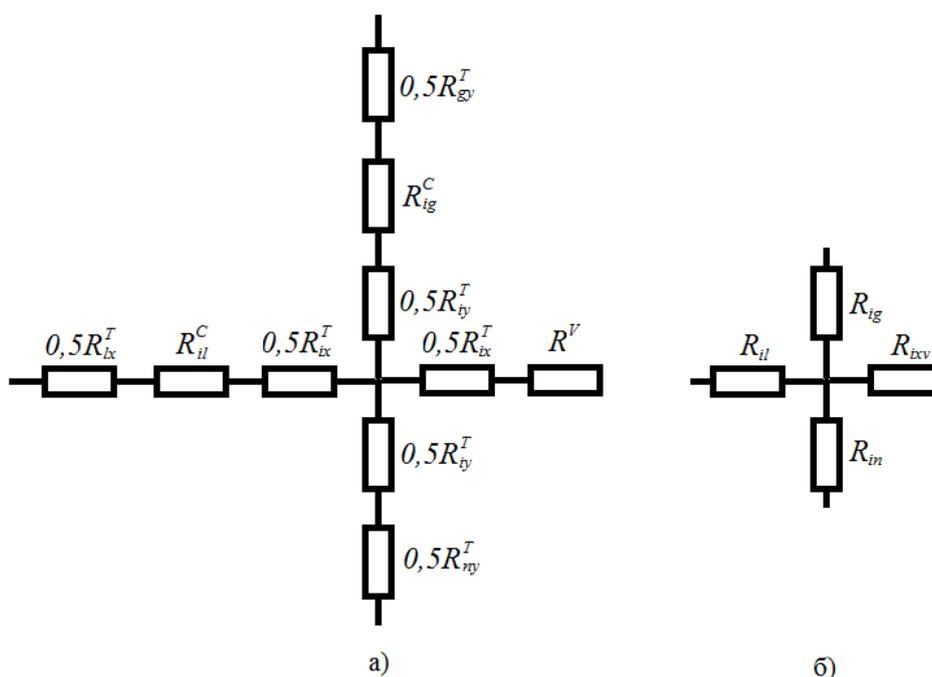


Рис. 5. Ячейка тепловой модели
Fig. 5. The thermal model cell

В рамках рассматриваемого метода, использующего крупноблочные КЭ, предполагается, что тепловой поток распространяется прямолинейно в пределах каждого конечного элемента. Это допущение

позволяет определить тепловое сопротивление i -го элемента в направлении заданной координатной оси [7]

$$R_{ix}^T = \frac{\Delta X_i}{\lambda_i \Delta Y_i H}; R_{iy}^T = \frac{\Delta Y_i}{\lambda_i \Delta X_i H} \quad (5)$$

где λ_i – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°К); $\Delta X_i; \Delta Y_i$ – размер

элемента вдоль соответствующей координатной оси; H – толщина элемента;

Контактное термическое сопротивление определяется зависимостью

$$R_{il}^C = \frac{\lambda(0,076 + 10,282 \cdot 10^4 h_{il} - 3,078 \cdot 10^{-10} q_{il})}{\eta_{il}(\lambda - \lambda_v) + \lambda_v} \quad (6)$$

$$R_{ig}^C = \frac{\lambda(0,076 + 10,282 \cdot 10^4 h_{ig} - 3,078 \cdot 10^{-10} q_{ig})}{\eta_{ig}(\lambda - \lambda_v) + \lambda_v} \quad (7)$$

$$\eta_{il} = \frac{0,48075}{\sigma_T} q_{il}; \quad \eta_{ig} = \frac{0,48075}{\sigma_T} q_{ig} \quad (8)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала деталей, Вт/(м·°К); λ_v – коэффициент теплопроводности воздуха (для контакта смазанных поверхностей значение λ_v заменяется на λ_m – коэффициент теплопроводности масла), Вт/(м·°К); σ_T – предел текучести материалов контактирующих деталей, МПа, $q_{il}; q_{ig}$ – номинальное давление в соответствующем стыке, Н/м²; $h_{il}; h_{ig}$ – толщина псевдослоя в соединении, где формируется КТС, мкм [8].

Для цилиндрических соединений с натягом давление q , Па, связано с расчетным натягом и определяется по формуле Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов.

Для плоских стыков давление q находится с учетом приложенного осевого усилия.

Толщина псевдослоя в соединениях с натягом определяется по формуле

$$h = 2,6(R_{a1} + R_{a2}). \quad (9)$$

Расчет тепловыделения в подшипнике

Расчет тепловыделения в опорах шпиндельных узлов современных станков в первую очередь зависит от гидродинамических потерь:

$$Q = 1,047 \cdot 10^{-4} M_T n, \quad (12)$$

Раздел 2. Выбор исходных данных для расчетов температуры шпиндельных узлов

Значения коэффициентов теплопередачи при проведении проектных расчетов могут выбираться из рекомендованных интервалов:

– для распространенных марок сталей и чугунов, применяемых в конструкциях ШУ: для стали $\lambda = 45 \div 55$ Вт/(м·°К), для чугуна $\lambda = 44 \div 63$ Вт/(м·°К);

При установке в ШУ втулок, дистанционных колец и фланцев и др. с зазором по цилиндрической поверхности к найденному по формуле (9) значению добавляется половина диаметрального зазора соединения.

Тепловое сопротивление процессу конвективной теплоотдачи с поверхности тела в окружающую среду для элемента i :

$$R_{ixv} = \frac{1}{\alpha \Delta Y_i H}, \quad (10)$$

где α – коэффициент конвекции, Вт/(м²·°К).

Коэффициент конвекции рассчитывается:

– при циркуляции воздушных потоков вокруг элементов шпиндельной системы, что типично для вращающихся валов:

$$\alpha = 5,6 + 4V \quad (11)$$

где V – скорость, м/с.

– при свободной конвекции, когда $V = 0$, $\alpha = 5,6$ Вт/(м²·°К).

где M_T – момент трения, Н·мм; n – частота вращения, мин⁻¹.

Принимается, что в наружное кольцо подшипника идет (50...70) % выделяемой мощности Q .

– для герметичных полостей, заполненных воздухом, с учетом рабочих температурных режимов, характерных для шпиндельных систем $\lambda_v = 0,028 \div 0,029$ Вт/(м·°К);

– для изолированных объемов, заполненных маслом $\lambda_m = 0,1 \div 0,14$ Вт/(м·°К).

Предел текучести материалов контактирующих деталей для конструкционных сталей $\sigma_T = 330 \dots 370$ МПа, для чугуна: СЧ20 – $\sigma_T = 150$ МПа; СЧ25 – $\sigma_T = 187$ МПа; СЧ30 – $\sigma_T = 240$ МПа; СЧ35 – $\sigma_T = 297$ МПа.

Коэффициенты Пуассона принимаются для стали $\mu = 0,3$; для чугуна $\mu = 0,25$.

Модули упругости принимаются для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для чугуна $E = 1,4 \cdot 10^{11}$ Па.

При использовании подшипников качения классов точности 4, Т и 2 в преци-

зионных узлах, требования к шероховатости R_a поверхностей колец регламентируются табличными значениями (табл. 51 ГОСТ 520-2011), превышение которых недопустимо [9].

Допустимые значения шероховатости R_a посадочных зон для подшипников на стальных валах и в корпусных деталях, а также опорных торцов заплечиков, должны соответствовать нормам, установленным для подшипников классов точности 5, 4 и 2. Конкретные параметры приведены в таблице 3 ГОСТ 3325-85[10].

Составление уравнений теплового баланса

Для каждого конечного элемента составляются уравнения теплового баланса, учитывая распределение тепловых потоков в его центральной точке. Эта точка соот-

ветствует геометрическому центру КЭ. Для элемента А, изображенного на рис. 6, данное уравнение может быть представлено следующим образом

$$\sigma_{xCA} (t_C - t_A) + \sigma_{xEA} (t_E - t_A) + \sigma_{yBA} (t_B - t_A) + \sigma_{yDA} (t_D - t_A) = 0, \quad (13)$$

где t_i – температура в i -ом узле, °К;
 $\sigma_{xCA}; \sigma_{xEA}; \sigma_{yBA}; \sigma_{yDA}$ – полная (абсолютная) термическая проводимость между соответ-

ствующими узлами по координатам x и y , Вт/°К

$$(\sigma_{xCA} = \sigma_{xAC}; \sigma_{xEA} = \sigma_{xAE}; \sigma_{yBA} = \sigma_{yAB}; \sigma_{yDA} = \sigma_{yAD}).$$

Термическая проводимость между соответствующими узлами есть обратная величина термического сопротивления, например: $\sigma_{xCA} = 1/R_{xCA}$.

Для определения температуры элементов тепловой модели составляются уравнения равновесия тепловых потоков всех узлов, расположенных в геометрических центрах элементов в соответствии с выражением (13).

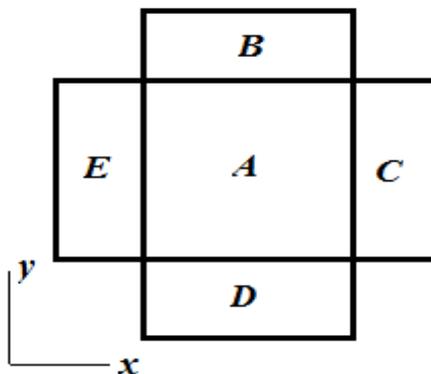


Рис. 6. Конечный элемент А для составления уравнения теплового баланса
 Fig. 6. Finite element A for compiling the heat balance equation

Выводы

Разработанный инженерный метод обеспечивает расчет распределения тепловых полей в сборочных узлах металлорежущих станков за счет применения крупноблочных конечных элементов, что исключает необходимость использования сложного специализированного ПО и позволяет детально учитывать конструктивные и технологические параметры изделия.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Григорьев, В.Ф. Особенности исследования тепловых деформаций шпиндельных узлов с использованием системы конечно-элементных расчетов. / В.Ф. Григорьев, В.П. Горбунов, С.В. Архутик // Вестник БрГТУ. 2011. №4.
2. Кузнецов А.П., Косов М.Г. Теплостойкость и быстроходность шпиндельных узлов металлорежущих станков // Вестник МГТУ «Станкин». 2011. № 2. С. 22-24.
3. Измайлов В.В., Чаплыгин С.А. Электротепловая аналогия и расчет проводимости дискретного контакта деталей машин // Интернет-журнал "НАУКОВЕДЕНИЕ". 2016. Том 8. № 2. DOI: 10.15862/26TVN216.
4. Фигатнер А.М. Шпиндельные узлы современных металлорежущих станков: Обзор. М.: НИИМаш, 1983. 60 с.
5. Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Определение параметров конечно-элементной модели температурного поля шпиндельного узла// Актуальные проблемы станкостроения – 2023 (АПС – 2023). Всероссийская науч.-практ. конф. с международным участием. Пенза: 2023.

REFERENCES

1. Grigoriev VF, Gorbunov VP, Arkhulik SV. Features of studying thermal deformations of spindle assemblies using a system of finite element calculations. Vestnik of Brest State Technical University. 2011;4.
2. Kuznetsov AP, Kosov MG. Heat resistance and high-speed of spindle assemblies of metal-cutting machines. Vestnik MGTU Stankin. 2011;2:22-24.
3. Izmailov VV, Chaplygin SA. Electrothermal analogy and the calculation of the conductivity of machine part discrete contact. Naukovedenie. 2016;8(2). DOI: 10.15862/26TVN216.
4. Figatner AM. Spindle assemblies of modern metal-cutting machines: overview. Moscow: NII-Mash; 1983.
5. Denisenko AF, Podkruglyak LYu. Determining the parameters of the finite element model of the spindle assembly temperature field. All-Russian

Методика на основании решения системы алгебраических уравнений теплового баланса для узловых точек тепловой модели дает возможность определить температуру в любой точке конструкции.

Система до 50-ти уравнений может быть решена с использованием пакета *Mathcad*.

6. Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Разработка тепловой модели шпиндельной опоры металлорежущего станка//«Известия Самарского научного центра Российской академии наук» Т. 22 № 3 . СНЦ РАН: 2020. С. 49-55.
7. Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Моделирование контактного термического сопротивления при проектировании технологического оборудования// FrontierMaterials&Technologies. 2023. №3. С. 31-42. DOI:10.18323/2782-4039-2023-3-65-3.
8. Denisenko A.F., Grishin R.G., Podkruglyak L. Yu. Formation of Contact Thermal Resistance Based on the Analysis of the Characteristics of the Pseudo-Medium// Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021, Cham. pp. 221–229. DOI:10.1007/978-3-030-85233-7_26.
9. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия.
10. ГОСТ 3325-85. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.

Scientific and Practical Conference with International Participation, 2023: Actual Problems of Machine Tool Industry – 2023 (APS – 2023). Penza; 2023.

6. Denisenko AF, Podkruglyak LYu. Development of a thermal model of a metal-cutting machine spindle support. Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2020;22(3):49-55.
7. Denisenko AF, Podkruglyak LYu. Modeling of contact thermal resistance in the design of technological equipment. FrontierMaterials&Technologies. 2023;3:31-42. DOI:10.18323/2782-4039-2023-3-65-3.
8. Denisenko AF, Grishin RG, Podkruglyak LYu. Formation of contact thermal resistance based on the analysis of the characteristics of the pseudo-medium. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE

- 2021), 2021: Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. p. 221–229. DOI:10.1007/978-3-030-85233-7_26.
9. GOST 520-2011. Rolling bearings. General specifications. Moscow: Standartinform; 2012.

10. GOST 3325-85. Rolling bearings Tolerance margins and technical requirements for shaft and housing seatings. Fits. Moscow: Izdatelstvo Standartov; 1994.

Информация об авторах:

Подкругляк Любовь Юрьевна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» СамГТУ, тел. 8-903-335-05-95.

Денисенко Александр Федорович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» СамГТУ, тел. 8-927-654-04-35.

Podkruglyak Lyubov Yuryevna – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools at SamSTU, phone: 8-903-335-05-95.

Denisenko Aleksandr Fedorovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools at SamSTU, phone: 8-927-654-04-35.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 28.04.2025; одобрена после рецензирования 19.05.2025; принята к публикации 26.05.2025. Рецензент – Хандожко А.В., доктор технических наук, профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, главный редактор журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 28.04.2025; approved after review on 19.05.2025; accepted for publication on 26.05.2025. The reviewer is Khandozhko A.V., Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Metal Cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, Editor-in-Chief of the journal *Transport Engineering*.