

УДК 621.9.06

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ МОТОР-ШПИДЕЛЯ С РАДИАЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Никитина Л.Г.

*Муромский институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Муром, Россия (602264, Муром, ул. Орловская, д. 23), e-mail: [nikitina-nlg@yandex.ru](mailto:nikitina-nlg@yandex.ru)*

В статье рассматривается тепловое состояние мотор-шпинделя (МШ), являющегося перспективным электромеханическим приводом главного движения многоцелевых станков. МШ, рассмотренный в статье, представляет собой шпиндельную бабку со встроенным регулируемым электродвигателем, ротор которого установлен на шпинделе. Описана конструкция опытного образца с радиальной системой вентиляции. Представлены технические характеристики исследуемых МШ. Рассмотрены источники тепловыделения в МШ. Представлены результаты математического моделирования теплового состояния МШ в зависимости от конструкции МШ. Сформулированы граничные условия, характеризующие условия теплоотдачи. Описана конструкция МШ с комбинированной системой вентиляции и методика стендового эксперимента, подтвердившего адекватность математической модели и граничных условий. Приведен сравнительный анализ температурных деформаций МШ различного типоразмера при радиальной вентиляции. Даны рекомендации по использованию радиальной системы вентиляции в зависимости от типоразмера МШ.

Ключевые слова: мотор-шпиндель; источники тепловыделения; температурное поле; температурные деформации; частота вращения шпинделя, радиальная вентиляция.

## MODELING OF THE THERMAL STATE OF THE MOTOR-SPINDLE RADIAL VENTILATION SYSTEM

Nikitina L.G.

*The Murom Institute (branch) of the Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Murom, Russia (602264, Murom, street Orlovskaya, 23), e-mail: [nikitina-nlg@yandex.ru](mailto:nikitina-nlg@yandex.ru)*

In article the thermal state the motor spindle (MS), the main movement of multi-purpose machines which is the perspective electromechanical drive is considered. MS considered in article represents the shpindelny grandma with the built-in adjustable electric motor which rotor is established on a spindle. The prototype design with radial system of ventilation is described. Technical characteristics of the studied MS are presented. Thermal emission sources in MS are considered. Results of mathematical modeling of a thermal condition of MS depending on MS design are presented. The boundary conditions characterizing thermolysis conditions are formulated. MS design with the combined system of ventilation and a technique of the bench experiment which confirmed adequacy of mathematical model and boundary conditions is described. The comparative analysis of temperature deformations of MS of various standard size at radial ventilation is provided. Recommendations about use of radial system of ventilation depending on MS standard size are made.

Keywords: motor spindle, sources of heat, the temperature field, thermal deformation, the spindle speed, radial ventilation.

Перспективным приводом токарных, расточных и многоцелевых станков является электромеханический привод – мотор-шпиндель (МШ), представляющий собой шпиндельную бабку со встроенным асинхронным электродвигателем, ротор которого установлен непосредственно на шпинделе [2].

Наличие в корпусе шпиндельной бабки дополнительных источников тепловыделения (ротора и статора) увеличивают теплонапряженность шпиндельного узла [5]. Следовательно, при проектировании узлов такого тип необходимо разработать систему охлаждения, направленную на снижение нагрева и тепловых деформаций.

Одним из способов снижения температуры является охлаждение воздухом, продуваемым через внутренние полости шпиндельного узла.

**Цель исследования.** Целью исследования является математическое моделирование температурных полей и температурных деформаций МШ с радиальной системой вентиляции.

В зависимости от направления движения охлаждающих потоков воздуха внутри привода различают вентиляцию радиальную и аксиальную. Радиальная вентиляция может быть одноконтурной и двухконтурной. При одноконтурной системе охлаждения вытяжной вентилятор устанавливают на корпусе непосредственно над статором, поток воздуха забирает тепло от его сердечника. Для МШ, температурные деформации которых непосредственно отражаются на точности обработки, радиальную систему охлаждения рационально выполнять двухконтурной, чтобы обеспечить теплоотвод от сердечника статора и из внутренних полостей шпиндельного узла (ШУ).

На рис. 1. 1 приведена схема МШ с радиальной двухконтурной системой охлаждения. Охлаждающий воздух, засасывается через боковые отверстия, находящиеся в нижней части боковых стенок корпуса, во внутренние полости привода. Далее движется радиально относительно оси шпинделя, охлаждая наружный диаметр сердечника статора 2 и внутренние полости шпиндельного узла и встроенного привода (ротора 1). Осевые вентиляторы 3 находятся в верхней стенке корпуса МШ. Согласно [1] радиальная система проще по конструкции, более технологична и требует меньших затрат мощности на вентиляцию. Даже незначительный подогрев воздуха из-за потерь в вентиляторе (3–7 °С) заставляет прогонять через узел больший объем (на 15–20 %) воздуха, а это, в свою очередь, увеличивает потери на вентиляцию.

Данную конструкцию МШ с радиальной системой вентиляции отличает минимальное влияние тепловыделения в статоре на нагрев шпиндельных опор узла, так как статор установлен в кольцевых расточках корпуса, и непосредственный теплоотвод от статора в стенки, несущие опоры шпиндельного узла, ограничен. Опоры шпиндельного узла нагреваются за счет тепловыделений в подшипниках, с дополнительным нагревом от влияния тепловыделения в роторе. Доля в нагреве шпиндельных опор, занимаемая влиянием тепловыделения в роторе, составляет 23 % от общей величины абсолютной температуры на номинальной частоте вращения.

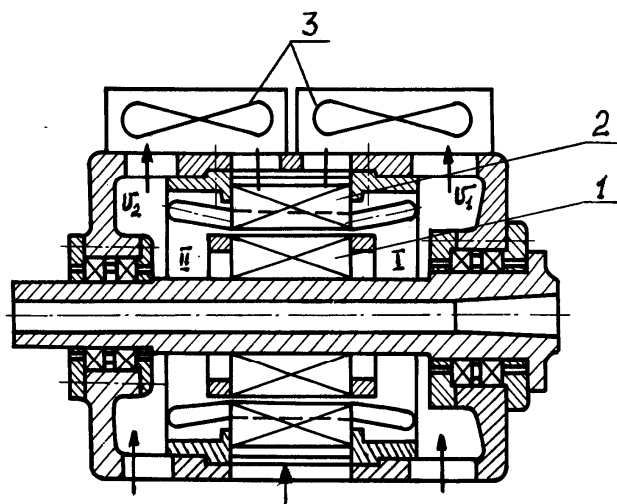


Рис.1. Мотор-шпиндель с радиальной вытяжной двухконтурной вентиляцией: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – вытяжные вентиляторы

Исследования теплового состояния МШ проведено математическим моделированием. Математическая модель формирования температурного поля и температурных деформаций, в основе которой лежит метод конечных элементов, разработана и опробована в ЭНИМСе. Модель учитывает изменение во времени и пространстве условий однозначности [4].

Математическая модель рассматривает влияние следующих источников тепловыделения в МШ [5]: механические потери (характерные для подшипника); электрические потери (характерные для обмотки статора и стержней ротора); магнитные потери, обусловленные вихревыми токами и гистерезисом (характерные для сердечника статора и стали ротора; однако последними пренебрегали ввиду их малости).

Моделирование тепловых процессов проведено для двух типоразмеров МШ с высотами оси вращения  $H$  и выходными мощностями  $P$  на шпинделе: МШ с  $H=112$ мм и  $P=1.2$  кВт (МШ112); МШ с  $H=180$  мм и  $P= 7.5$  кВт (МШ180). В МШ 112 передняя и задняя опора ШУ выполнена по схеме «дуплекс», в МШ180 передняя опора скомплектована по схеме «триплекс», задняя – по схеме «дуплекс». Используются радиально-упорные шарикоподшипники серии 4600, использующие пластичную смазку с вязкостью базового масла  $\nu_{50} = 20$  сСт.

В расчетной схеме радиальная система охлаждения учитывается назначением граничных условий, характеризующих интенсивность теплоотдачи. Наружная цилиндрическая поверхность корпуса статора имеет коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , зависящий от скорости движения  $v$  воздуха через внешний контур охлаждения [3]:

$$\alpha = 16,2 \cdot v^{0,75} \cdot d^{-0,25} \cdot \ln \left[ \frac{1,2(D_a + d_c)}{L} \right]$$

где  $v$  – скорость воздуха через внешний контур;

$d_c = D_{\text{вн}} - D_{\text{вн}}$  – гидравлический диаметр канала;

$D_{\text{вн}}$  – внешний диаметр канала;

$D_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр канала;

$L$  – длина сердечника;

$D_a$  – диаметр сердечника.

Поверхности лобовых соединений обмотки статора, обращенные к ротору, участвуют в теплообмене, зависящем от частоты вращения шпинделя, которая определяет интенсивность вентиляционного эффекта, создаваемого вращающимися кольцами ротора и скорости движения воздуха (в условиях вентиляции). Коэффициент теплоотдачи поверхностей, обращенных к станине, назначен равным  $16 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ . Теплоотдача поверхностей, образующих внутренние полости МШ, зависит от температуры окружающего их воздуха.

Для МШ112 коэффициент теплоотдачи цилиндрической поверхности сердечника статора назначен равным  $\alpha = 84 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$  ( для МШ180 –  $\alpha = 88 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ ).

Для подтверждения принятых допущений к расчетной схеме и назначенных граничных условий при расчете температурного поля был проведен стендовый эксперимент. В исследуемом узле использовалась комбинированная система вентиляции. Один вытяжной вентилятор, установленный над статором, охлаждал наружную поверхность сердечника статора, перемещая поток воздуха радиально относительно оси шпинделя. Другой вентилятор нагнетал воздух в переднюю внутреннюю полость МШ, из которой через аксиальные каналы в сердечнике ротора воздух попадал в заднюю полость МШ, откуда через боковые отверстия выходил наружу. В данной конструкции влияние потерь в статоре на нагрев шпиндельных опор незначительно, так как статор установлен в кольцевой расточке корпуса МШ. Передняя и задняя опора имели по одному шарикоподшипнику одной серии и типоразмера с использованием пластичной смазки с вязкостью базового масла  $\nu_{50} = 20 \text{ сСт}$ .

Эксперимент проводился на номинальной частоте вращения, которая для данного узла равна  $750 \text{ об/мин}$ , в продолжительном режиме работы. Нагрузка привода осуществлялась с помощью машины постоянного тока типа П81, соединенной с валом испытуемого привода. Охлаждение обеспечивалось двумя вентиляторами, по одному в каждом контуре при расходе в каждом равном  $0,06 \text{ м}^3/\text{с}$ . Температура контролировалась в трех точках на шпинделе: под внутренним кольцом переднего подшипника и в двух точках под ротором (в месте входа и выхода охлаждающего потока воздуха). Температурное поле этих точек

определялось только для установившегося теплового состояния через четыре часа его работы под нагрузкой. В данных точках при сборке были установлены хромель-копелевые термопары с диаметром проволоки 0.2 мм. Выбор термопары проводился с учетом величины термо-э.д.с в рабочем диапазоне температур и крутизной характеристики, обеспечивающей ее достаточную чувствительность. В качестве регистрирующих приборов использовались потенциометры. С целью уменьшения погрешности измерения, градуировка каждой из термопар проводилась вместе с прибором. Горячий спай каждой термопары помещался в термостат с нагретой водой. Через 2–3 °С по мере остывания записывалась температура воды, измеряемая с помощью ртутного термометра с пределами измерения - 0 ...100°С. Параллельно записывались показания потенциометра. Градуировка проводилась при остывании воды, чтобы уменьшить влияние конвективных потоков.

Режим работы узла состоял из двух диапазонов: в первом в течение 30 мин МШ работал без системы охлаждения, далее – при воздушном охлаждении до установившегося теплового состояния.

Кроме приведенных точек контролировалась температура передней и задней крышек корпуса и на кольце, в которое встроены статор. Температура измерялась во всем временном интервале их работы через каждые 15 мин в первые два часа работы узла и далее через каждые 30 мин. В качестве измерительного прибора использовался контактный термошуп фирмы FAG с цифровой индикацией. Точность измерения – 1°С в диапазоне 40...140 °С.

Получено удовлетворительное совпадение результатов эксперимента и расчета. Данным экспериментом была проверена адекватность тепловой модели МШ при радиальном охлаждении корпуса статора и аксиальной внутренней вентиляции [3].

Анализ результатов расчета температурного поля показал, что при радиальной одноконтурной системе вентиляции от статора отводится до 60–70 % потерь, выделяемых в обмотке и сердечнике, другая часть идет на нагрев воздуха внутренних полостей, небольшая часть потерь нагревает корпус, не затрудняя теплоотвод от шпиндельных опор в корпус мотор-шпинделя. Теплоотвод от опор шпиндельного узла в корпус уменьшает температуру передней опоры на 2–3 °С. При данной системе охлаждения происходит перераспределение тепловых потоков: увеличивается теплоотвод от шпиндельных опор в корпус мотор-шпинделя, при этом теплоотвод в ротор снижается. Перераспределение тепловых потоков иллюстрирует графическое представление температурных полей.

Для охлаждения сердечника статора (одноконтурная система), исходя из оптимальной скорости движения воздуха, необходимо обеспечить следующие расходы воздуха: для МШ112 – не менее 0,03 м<sup>3</sup>/с при давлении 60 Па; для МШ180 – не менее 0,06 м<sup>3</sup>/с при давлении 60 Па.

На основании полученных температурных полей были рассчитаны температурные деформации с определением углового смещения шпинделя  $\varphi$  (рис. 2). Характер изменения угла поворота шпинделя  $\varphi$  в зависимости от частоты вращения  $n$  и высоты оси шпинделя представлен на рис. 2.

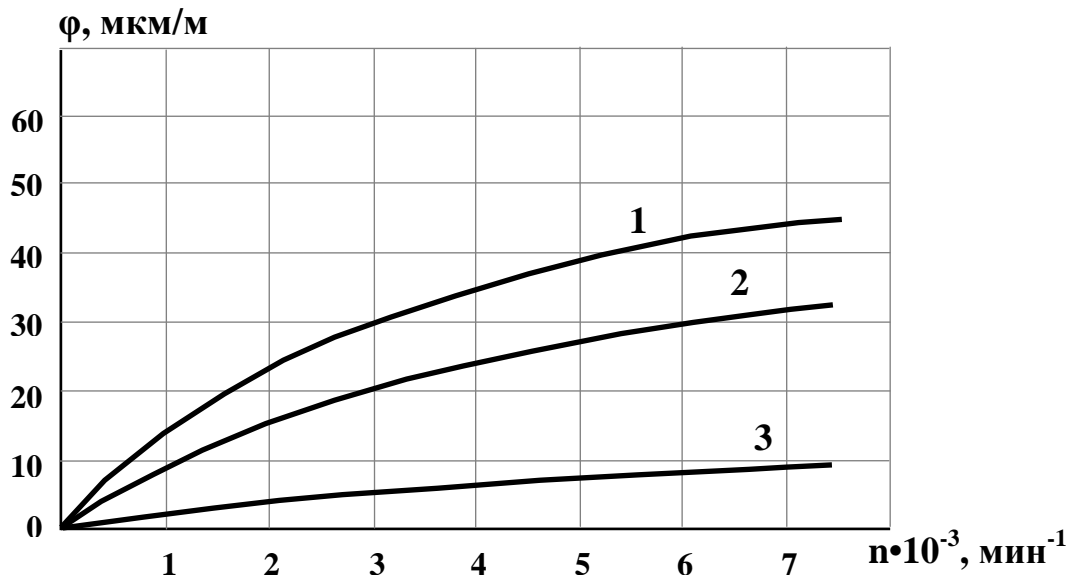


Рис. 2. Температурные деформации исследуемых МШ: 1-МШ180 (радиальная одноконтурная система вентиляции); 2-МШ180 (радиальная двухконтурная система вентиляции); 3 – МШ112 (радиальная двухконтурная система вентиляции)

Для исследуемых типоразмеров МШ прослеживается увеличение угла поворота с ростом частоты вращения и с увеличением мощности. Наиболее существенны угловые смещения шпинделя МШ180, ввиду различной интенсивности тепловыделения в передней и задней шпиндельных опорах, обусловленной схемой монтажа подшипников. Для МШ112 также характерно увеличение угла поворота с ростом частоты вращения, но выраженное менее слабо, так как различие в передней и задней опорах узла обусловлено лишь отличием типоразмера подшипников.

Для снижения температурных деформаций МШ радиальную систему охлаждения необходимо выполнить двухконтурной. При двухконтурной системе радиального охлаждения один контур охлаждает переднюю полость и правую половину сердечника, второй контур отводит тепло из задней полости и от левой половины сердечника. Для эффективного теплоотвода расход в каждом контуре должен соответствовать расходу для одноконтурного охлаждения. Для МШ112 расход воздуха должен быть не менее  $0.03 \text{ м}^3/\text{с}$ , для МШ180 –  $0.06 \text{ м}^3/\text{с}$  при скорости движения воздуха  $6 \text{ м}^2/\text{с}$ .

Двухконтурное радиальное охлаждение, увеличивая теплоотвод из внутренних полостей, снижает температуру шпиндельных опор на  $2-4 \text{ }^\circ\text{C}$ , существенно уменьшается средняя температура стенок, несущих подшипники, что обеспечивает меньшие

температурные деформации МШ. Угол поворота шпинделя МШ180 на частоте вращения, равной 7500 об/мин, уменьшается на 36 % по сравнению с угловым смещением шпинделя при одноконтурном охлаждении. Угловое смещение шпинделя при радиальной двухконтурной системе охлаждения отличается от смещения шпинделя при аксиальной системе вентиляции меньшие величины угла поворота шпинделя на номинальной частоте вращения (в 4–5 раз) и большие значения угла на максимальной частоте вращения, обусловленные изменением влияния тепловыделения в статоре на нагрев шпиндельных опор. Для МШ112 двухконтурное радиальное охлаждение, снижая нагрев стенок корпуса, уменьшает линейные смещения шпинделя и незначительно уменьшает угол поворота, так как передняя и задняя опора скомплектована подшипниками по схеме «дуплекс».

Для снижения влияния тепловыделения в роторе на нагрев шпиндельных опор и ТД шпинделя между ротором и шпинделем можно поставить текстолитовую прокладку толщиной 4 мм. Данный материал имеет следующие теплофизические параметры: коэффициент теплопроводности –  $0.03 \text{ Вт/см}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ; теплоемкость –  $2 \text{ Дж/см}^3 \cdot ^\circ\text{C}$ .

Влияние теплоизолирующего материала на формирование температурного поля шпинделя и шпиндельных опор следующее: на номинальной частоте вращения нагрев шпиндельных опор снижается на 6–8 %, на максимальных частотах вращения температура опор увеличивается на 6–8 %, так как текстолитовая прокладка препятствует теплоотводу от шпиндельных опор в массивный сердечник ротора. Следовательно, для МШ работающих в широком диапазоне частот вращения использование текстолитовой прокладки неприемлемо.

**Результаты исследования и их обсуждение.** В результате математического моделирования выявлены следующие особенности формирования температурных полей и тепловых деформаций:

- целесообразно использовать двухконтурную вытяжную систему вентиляции МШ, так как это улучшает тепловое состояние узла;
- радиальную двухконтурную систему вентиляции целесообразно использовать в мотор-шпинделях с малой выходной мощностью, так как это требует меньших затрат мощности на вентиляцию при эффективном теплоотводе от сердечника статора и из внутренних полостей корпуса;
- радиальную двухконтурную систему вентиляции целесообразно использовать в мотор-шпинделях с симметрично скомплектованными опорами шпиндельного узла («дуплекс» или «триплекс» – в передней и задней опоре), так как это обеспечивает невысокие угловые повороты шпинделя в связи с симметричным температурным полем стенок, несущих подшипники;

- с целью улучшения теплового состояния и снижения ТД МШ следует интенсифицировать охлаждение узла. Необходимо выровнять температурное поле передней и задней стенок.

### **Выводы**

1. Анализ полученных результатов формирования температурного поля и температурных деформаций говорит о перспективности использования данного узла в качестве привода главного движения многоцелевых станков.
2. Правильный выбор системы охлаждения и интенсивности теплоотвода, в зависимости от точности базового станка, обеспечит малые величины температурных смещений шпинделя.

### **Список литературы**

1. Борисенко А.И., Костиков О.Н., Яковлев А.И. Охлаждение промышленных электрических машин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.
2. Королев Э. Г., Юденков Н. П., Арапов А. Н. Мотор-шпиндели для станков с ЧПУ // Станки и инструмент. – 1986. – № 2. – С. 8-9.
3. Никитина Л.Г., Сегида А.П. Снижение тепловых деформаций мотор-шпинделей // Станки и инструмент. – 1993. – № 6. – С. 8 - 11.
4. Сегида А.П. Расчет и исследование температурных полей и температурных деформаций металлорежущих станков: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1984. – 19с.
5. Никитина Л.Г. Анализ теплового состояния мотор-шпинделя // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 3.

### **Рецензенты:**

Шпаков П.С., д.т.н., профессор, профессор кафедры автоматизированного проектирования машин и технологических процессов Муромского института (филиала) ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Муром;

Соловьёв Д.Л., д.т.н., профессор кафедры автоматизированного проектирования машин и технологических процессов Муромского института (филиала) ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Муром.