

Машиностроение

УДК 621.892

РАЗРАБОТКА ТЕПЛОВОЙ МОДЕЛИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

А.Ф. Денисенко, Н.С. Назаров

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Рассмотрены вопросы возникновения и влияния тепловых деформаций станков. На примере конструкции шпиндельного узла рассмотрены факторы, влияющие на формирование тепловой картины, определены источники тепла шпиндельных узлов, подробно описан процесс прохождения тепловых потоков через стыки деталей. Разработана методика формирования тепловой модели шпиндельного узла металлорежущего станка с учетом распространения тепловых потоков через соединения, имеющие термическое сопротивление. На основе численного моделирования оценено влияние качества обработки контактирующих деталей, конвекции от сопряженных деталей, материала во впадинах микро- и макронеровностей на теплопроводность контакта. Оценка влияния указанных факторов выполнена с учетом влияния временного параметра, величины фактической площади контакта и ее расположения в пределах площади сопряжения.

Ключевые слова: *шпиндельный узел, тепловой поток, фактическая площадь контакта, термическое контактное сопротивление.*

Развитие современных металлорежущих станков связано с обильным выделением тепла в них. Это в первую очередь обусловлено расширением их технологических возможностей: увеличением мощности привода главного движения, расширением диапазонов частот вращения шпинделя и скоростей подачи, увеличением числа координат и соответственно количества электродвигателей и др. Все это приводит к росту тепловыделения и температурных деформаций.

Тепловые процессы в станках оказывают влияние на точность обработки не только путем изменения пространственного положения оси шпинделя и инструмента и отклонения траектории перемещения подвижных рабочих органов станка от заданных, но и за счет изменения зазоров и натягов в подшипниках и соединениях различных узлов, изменения условий работы смазки и др.

Шпиндельные узлы (ШУ) – наиболее ответственные механизмы металлорежущих станков. Конструкция, размеры, качество изготовления и качество сборки шпинделя во многом определяют точность обработки станка.

Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

Никита Сергеевич Назаров, аспирант.

Определение тепловых деформаций ШУ и оценка изменения условий его функционирования при воздействии тепловых факторов осложняется рядом факторов.

Во-первых, это значительное число источников тепловыделения. Поскольку шпиндель представляет собой вал (чаще всего полый), установленный на двух опорах (иногда на трех), то в современных быстроходных ШУ опоры являются основным источником тепла. В большинстве станков (90...95 %) опорами шпинделя являются подшипники качения.

Кроме опор шпинделя тепло выделяется в приводных элементах (зубчатых или ременных передачах), зубчатых передачах, используемых для обеспечения работы приводов подачи, а также в дополнительных подшипниках, необходимых для обеспечения эксплуатационных характеристик ШУ (например конструкция разгруженного шкива ременной передачи). Зависимости по определению количества тепла, образующегося в источниках, приведены в [1].

Значительное количество тепла поступает в ШУ из зоны резания [1].

Дополнительные тепловые потоки появляются в конструкциях мотор-шпинделей, где кроме тепловыделения в перечисленных источниках имеет место выделение тепла в электродвигателе.

Во-вторых, конструкция ШУ предполагает наличие в нем помимо шпинделя большого числа деталей (втулки, кольца, фланцы, гайки для фиксации опор и т. п.), каждая из которых контактирует с другими или имеет свободные поверхности, через которые может происходить теплообмен с окружающей средой.

Вся конструкция объединена корпусом, и это создает возможность многовариантного распространения тепловых потоков, их деления и сложения (рис. 1).

Таким образом, разработка аналитической модели, позволяющей прогнозировать тепловые процессы в ШУ, требует существенных допущений, которые не только не позволяют оценить влияние особенностей конструкции, но и полностью исключают учет влияния технологического фактора (качество изготовления и сборки).

В связи с этим реальным путем решения указанных задач является использование численного моделирования с использованием современных программных пакетов, например ANSYS. Указанная программа позволяет рассчитывать температурные поля в системах с учетом соединения деталей с различными коэффициентами теплопроводности и прохождения тепловых потоков через контакты этих деталей. Таким образом, результаты использования численного моделирования будут зависеть в первую очередь от точности и достоверности исходных данных для разработанной модели. И если структура модели (форма и размеры деталей, форма и размеры их контактов) определяется без значительных трудностей, то задание условий прохождения теплового потока через многочисленные стыки является весьма сложной задачей, требующей обоснованного учета точностных характеристик этих деталей и условий их сборки.

Это связано с тем, что прохождение теплового потока через контактирующие поверхности весьма отличается от его движения через сплошной материал. Причиной является то, что в реальных стыках отсутствует идеальный контакт по всей поверхности. Любая реальная поверхность представляет собой комбинацию выступов и впадин, размер и форма которых

зависят от способа обработки. Таким образом, при контактировании двух поверхностей образуется фактическая площадь контакта, состоящая из отдельных пятен контакта, которые при наличии волнистости или макронеровностей концентрируются в определенных областях.

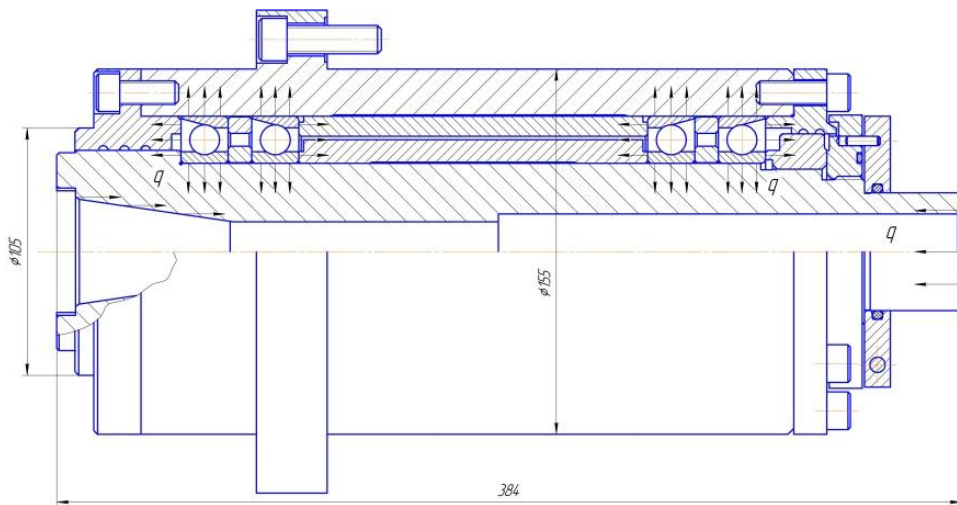


Рис. 1. Шпиндельный узел координатно-расточного станка 2440СФ4

Для иллюстрации возможностей современного программного обеспечения и оценки влияния технологических факторов был рассмотрен плоский контакт двух тел цилиндрической формы, существенно отличающихся диаметром и толщиной (рис. 2).

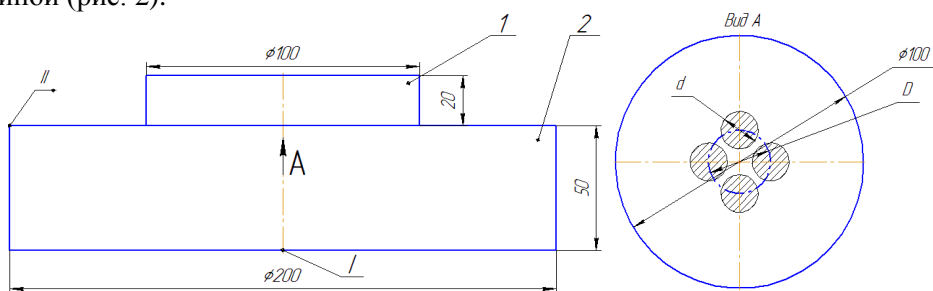
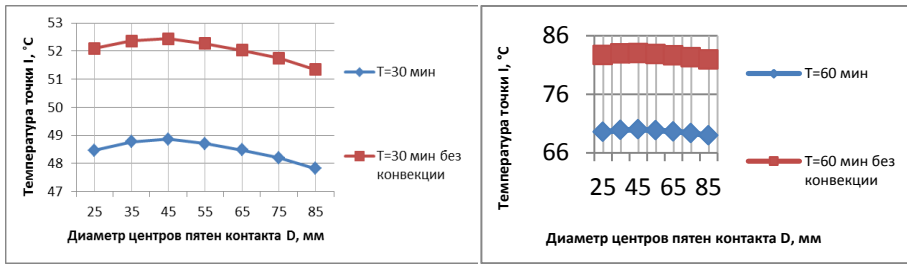


Рис. 2. Расчетная модель для исследования теплопроводности стыка

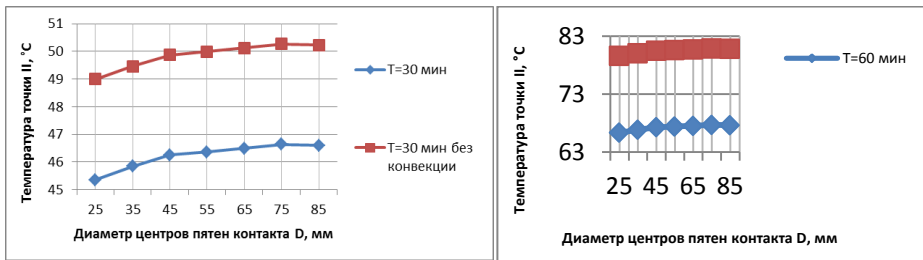
Теплообмен в стыке осуществлялся по зонам фактического контакта, который моделировался в виде четырех пятен круговой формы диаметром d , центры которых расположены на одной окружности диаметра D . Температура окружающей среды принималась $T=22$ °С. Конвекция прикладывалась на наружные поверхности тел 1 и 2, кроме номинальных поверхностей стыка, коэффициент конвективной теплоотдачи задавался $\alpha = 6$ ккал/м²·ч·°С, что соответствует естественной конвекции.

Тепловой поток мощностью $q=100$ Вт был направлен на верхнюю поверхность тела 1. Результат распространения теплового потока через тело 1, контакт тел 1 и 2 и тело 2 контролировался в точках I и II.



a

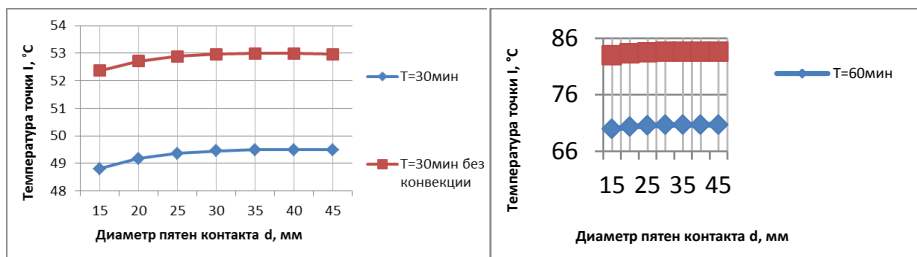
б



в

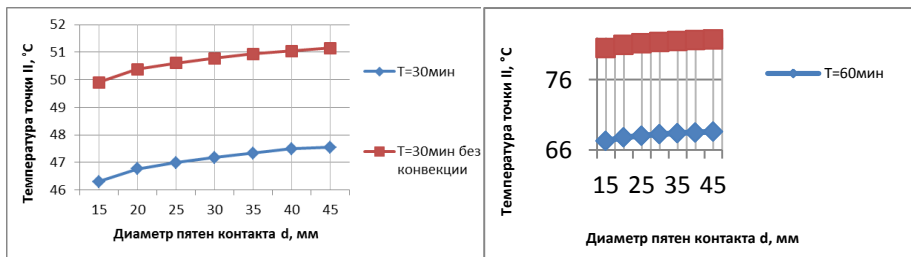
г

Рис. 3. Изменение температуры точки I (*a*, *б*) и точки II (*в*, *г*) с изменением местоположения пятен контакта ($d = 15$ мм)



a

б



в

г

Рис. 4. Изменение температуры точки I (*a*, *б*) и точки II (*в*, *г*) с изменением размеров пятен

Моделировались следующие случаи осесимметричной задачи:

1) изменялось значение D при сохранении диаметра d , то есть $\eta = const$, где $\eta = S_{\phi}/S_H$ – параметр относительной площади контакта, определяемый отношением фактической площади контакта S_{ϕ} к номинальной S_H ;

2) изменялось значение d при сохранении диаметра $D=50$ мм.

Результаты численного эксперимента, представленные на рис. 3, показывают, что изменение температуры в обеих точках (I и II) зависит от D : для точки I имеет место незначительный экстремум, а для точки II – постепенный рост, связанный с приближением пятен фактического контакта к точке II. Характер изменения температуры в точках I и II при учете конвекции практически не меняется, но ее значения существенно снижаются за счет рассеивания тепла с поверхностей деталей 1 и 2. Причем с увеличением времени количество отданного за счет конвекции тепла увеличивается: если при 30 мин оно составляет около 6 %, то при 60 мин уже около 15 %.

Увеличение площади фактического контакта приводит к незначительному увеличению температуры в точках I и II при изменении $d=15...30$ мм, а при $d=30...45$ мм происходит ее стабилизация (рис. 4). Учет конвекции при изменении фактической площади контакта не меняет качественную картину изменения температуры в точках I и II, однако уменьшает ее величину на $3...4^{\circ}$ (при $T=30$ мин) и $13...14^{\circ}$ (при $T=60$ мин).

Как отмечалось выше, при контактировании двух поверхностей образуется фактическая площадь контакта, состоящая из отдельных пятен контакта и составляющая незначительную долю номинальной площади соприкосновения, определяемой геометрическими размерами соприкасающихся тел. Это существенно меняет картину течения тепла от одного тела к другому. Если теплопроводность промежуточной среды, заполняющей микрополости между сопрягаемыми телами, достаточно мала, чтобы ею можно было пренебречь, и лучистый теплообмен отсутствует, то передача тепла от одного тела к другому происходит только через места фактического сопротивления. Поэтому по мере приближения к поверхности соприкосновения линии теплового тока стягиваются к пятнам фактического контакта. Стягивание линий теплового тока к пятнам фактического контакта наблюдается и в случае теплопроводящей промежуточной среды, если только ее теплопроводность ниже теплопроводности металла. Однако, хотя основной тепловой поток стремится проходить через места фактического контакта, часть его, проходящая вне зон фактического контакта, будет определяться величиной этого зазора и теплопроводностью среды, его заполняющей. В соединениях деталей станка средой, заполняющей возможный зазор, являются воздух, масло, загрязнения или продукты износа.

Факт передачи тепла через пятна фактического контакта, то есть дискретным путем, не вызывает разногласий у большинства исследователей [2-5]. Однако подходы к учету размеров, количества и характера распределения контактных пятен, а также влияния макронеровностей при определении термического контактного сопротивления существенно отличаются. Полученные рядом авторов аналитические зависимости для оценки контактного термического сопротивления [3] либо не учитывают ряд факторов при контакте реальных поверхностей, в частности макроотклонения, зону упрочнения, либо являются неудобными в инженерной практике вследствие своей громоздкости и необходимости использования целого ряда экспериментально полученных данных.

На наш взгляд, для определения термического контактного сопротивления станочных соединений более полный учет характера контактирования реальных поверхностей может быть сделан на основании учета сопротивления последовательного стягивания [6]. Это связано с тем, что фактический контакт реальной поверхности должен учесть не только макроотклонения в виде волнистости, но и погрешности контакта, связанные с погрешностями формы и расположения контактирующих поверхностей.

Однако картина формирования термического контактного сопротивления на основе теории последовательного стягивания существенно усложняется, если учесть теплопроводность не только через пятна фактического контакта, но и через среду, заполняющую впадины микро- и макронеровностей, т. е. тот факт, что величина термического сопротивления контакта связана с двумя составляющими, одна из которых определяется сопротивлением зазора R_C (сопротивлением среды в зоне контакта), а другая – сопротивлением мест фактического контакта R_M [3]. Общепринято, что эти составляющие сопротивления действуют параллельно и общее сопротивление контакта R_K определяется по правилу сложения параллельных сопротивлений:

$$\frac{1}{R_K} = \frac{1}{R_M} + \frac{1}{R_C}.$$

Сопротивление последовательного стягивания [6]:

$$\frac{1}{R_K} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_C},$$

где

$$R_1 = R_{CmM1} + R_{CmB1} + R_{CmIII1} + R_{Y1} + R_{O1};$$

$$R_2 = R_{CmM2} + R_{CmB2} + R_{CmIII2} + R_{Y2} + R_{O2};$$

R_1 и R_2 – сопротивление контактной поверхности соответственно 1-го и 2-го тела;

R_{CmM} ; R_{CmB} ; R_{CmIII} – составляющие, обусловленные стягиванием линий теплового тока соответственно к макрозонам контакта; к контурным зонам, обусловленным волнистостью поверхностей контакта; к местам фактического контакта, обусловленным шероховатостью контактирующих поверхностей;

R_Y и R_O – составляющие, обусловленные наличием соответственно упрочненного слоя и окисной пленки.

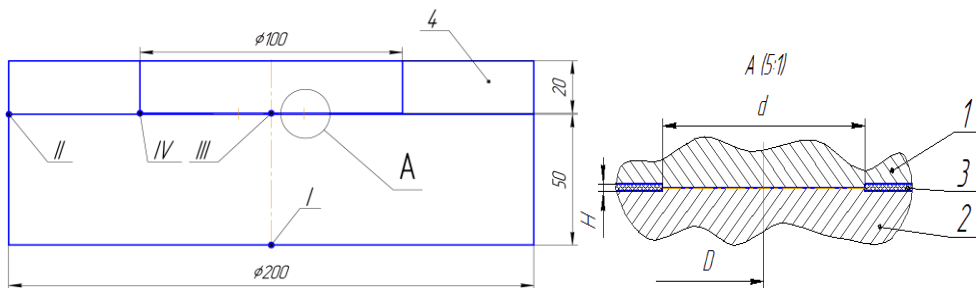


Рис. 5. Расчетная модель для исследования теплопроводности стыка

Учет этого обстоятельства, притом что при соприкосновении двух шероховатых поверхностей форма пятен приближается к окружности [3], может быть смоделирован путем рассмотрения теплопроводности соединения в виде двух плоскостей, имеющих цилиндрические выступы высотой $0,5H$, соответствующие местам фактического контакта.

Для упрощения модели принималось, что все площадки фактического контакта расположены в одной плоскости – плоскости контакта. Промежуточная среда высотой H (тело 3) (рис. 5) ограничена цилиндрическими выступами и размерами номинальной поверхности. Показания температур фиксировались в четырех точках: I и II детали 2, III и IV детали 1 (см. рис. 5). Рассматривался один из случаев расположения пятен контакта: $d=15$ мм и $D=25$ мм. На верхнюю поверхность тела 1 прикладывался тепловой поток мощностью $q=100$ Вт. На наружных поверхностях всех тел учитывалась конвекция с коэффициентом теплоотдачи $\alpha=6$ ккал/м²·ч·°С. Рассматривались пять временных интервалов: 5, 15, 30, 60, 120 мин. Величина зазора H определялась в соответствии с возможной шероховатостью контактирующих поверхностей и задавалась в восьми вариантах: 0,4; 0,2; 0,1; 0,05; 0,025; 0,0126; 0,0064; 0,0032 мм.

Моделировались следующие случаи:

1) тело 3 отсутствует, то есть тепловой поток идет только через пятна фактического контакта;

2) тело 3 принимается как воздух;

3) тело 3 принимается как масло с параметрами $\rho=903$ кг/м³, $\lambda=0,1485$ Вт/(м·К), $c_0=1,712$ кДж/(кг·К), где ρ – плотность, λ – теплопроводность, c_0 – удельная теплоемкость масла [7].

Результаты численного моделирования представлены графиками на рис. 6 и 7.

1. Данные первого эксперимента показывают, что температура при уменьшении зазора практически не меняется, а незначительные изменения можно объяснить перестроением геометрии модели и соответственно изменением конечно-элементной сетки.

2. Данные второго эксперимента показывают, что наличие воздушной среды в зазоре приводит к увеличению теплового потока через соединение, в связи с чем изменение зазора нелинейно влияет на температуру в контролируемых точках. Чем меньше воздушный зазор, тем больше теплопроводность соединения. Таким образом, с уменьшением зазора в контакте температура детали 2 увеличивается, а температура детали 1 уменьшается.

3. Результаты третьего эксперимента показывают, что замена среды в зазоре (воздух на масло) практически не сказывается на характере изменения температуры. Заметное влияние теплопроводности зазора наблюдается только при значительных его величинах (0,025...0,4 мм).

Для учета нагревания тела 2 за счет конвекции от цилиндрической поверхности тела 1 в модель было добавлено тело 4 кольцевой формы вокруг детали 1, ограниченное геометрическими размерами тел 1 и 2 (см. рис. 5). В разделе Engineering Data пакета ANSYS тело 4 было задано как воздух.

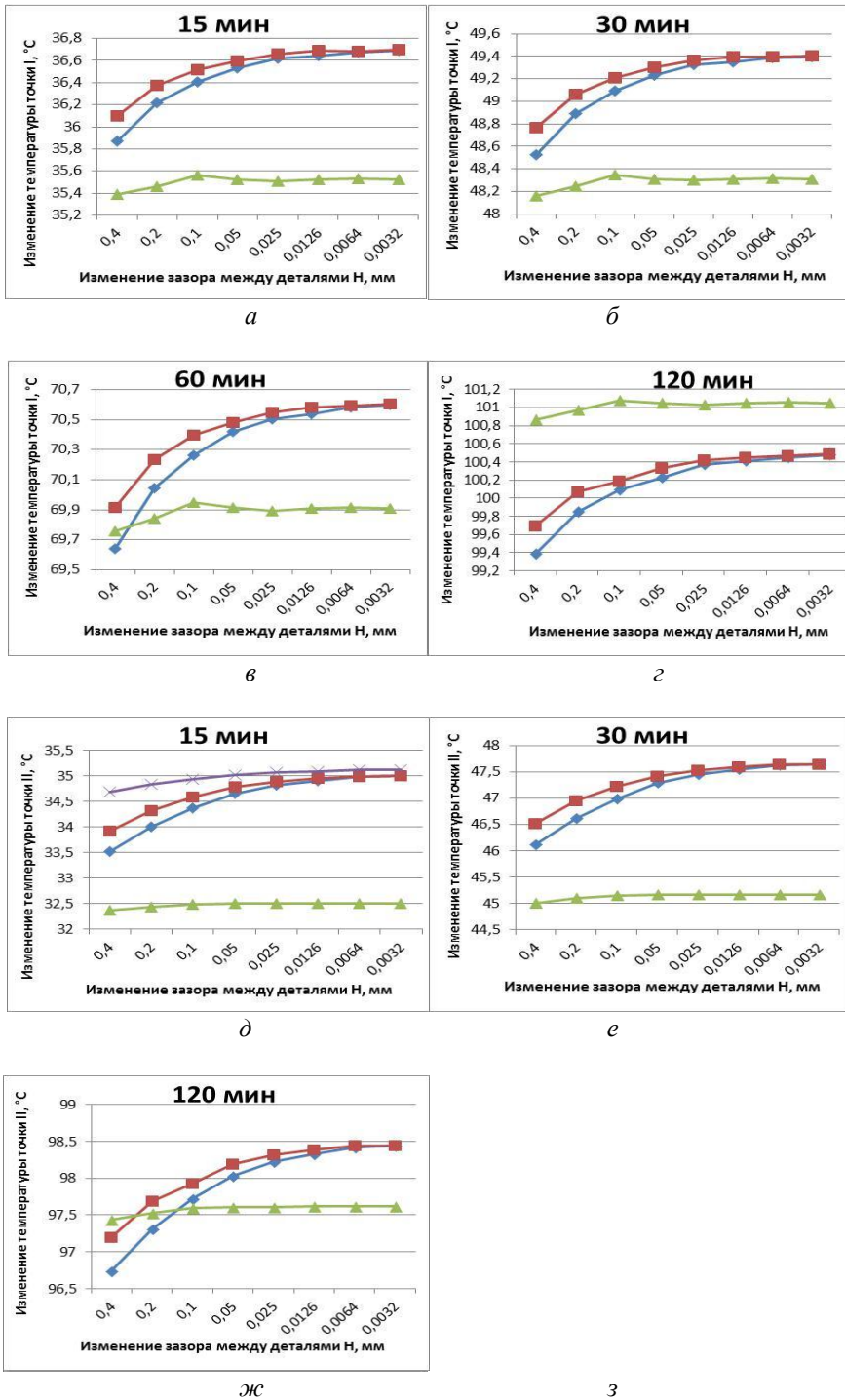


Рис. 6. Изменение температуры точек I (а, б, в, г) и II (д, е, ж, з) в зависимости от зазора в контакте при отсутствии тела 4:

— тело 3 – масло; — тело 3 – воздух; — тело 3 – отсутствует

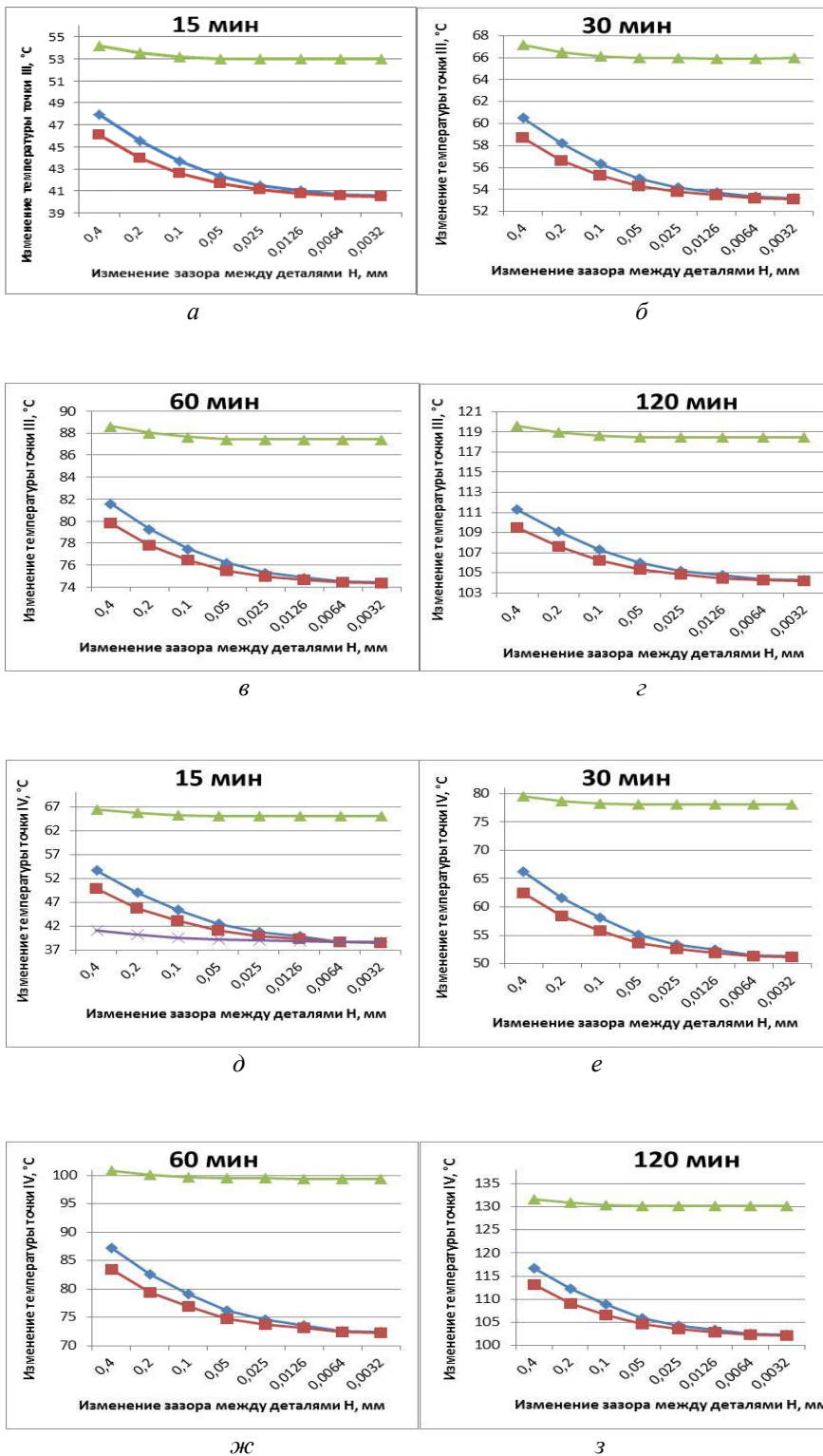


Рис. 7. Изменение температуры точек III (*a*, *б*, *в*, *г*) и IV (*д*, *е*, *ж*, *з*) в зависимости от зазора в контакте при отсутствии тела 4:

— тело 3 – масло; — тело 3 – воздух; — тело 3 – отсутствует

Результаты расчета сравним с результатами эксперимента в случае нахождения воздуха в зазоре контакта (второй эксперимент) (рис. 8 и 9).

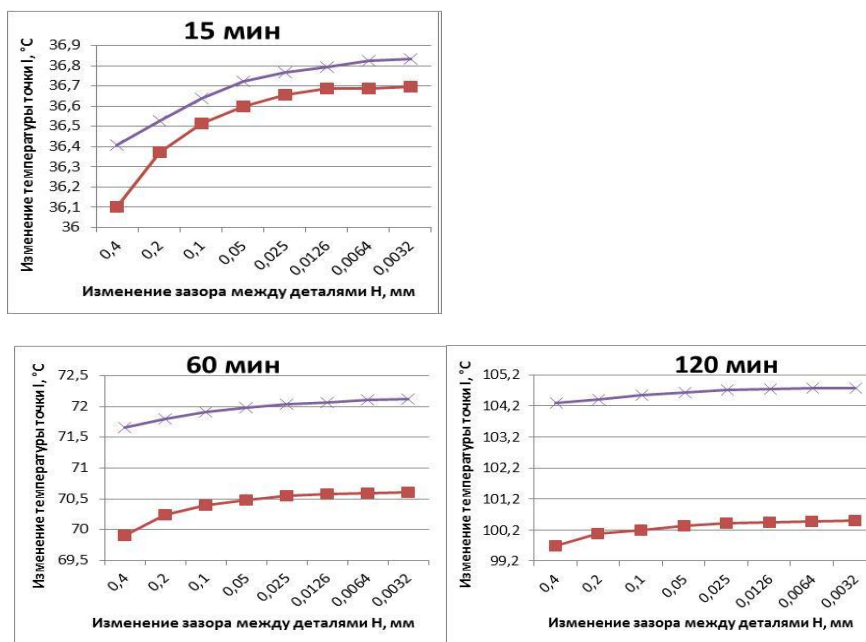


Рис. 8. Изменение температуры точки I в зависимости от зазора в контакте

(тело 3 – воздух): —■— тело 4 – отсутствует; —×— тело 4 – воздух

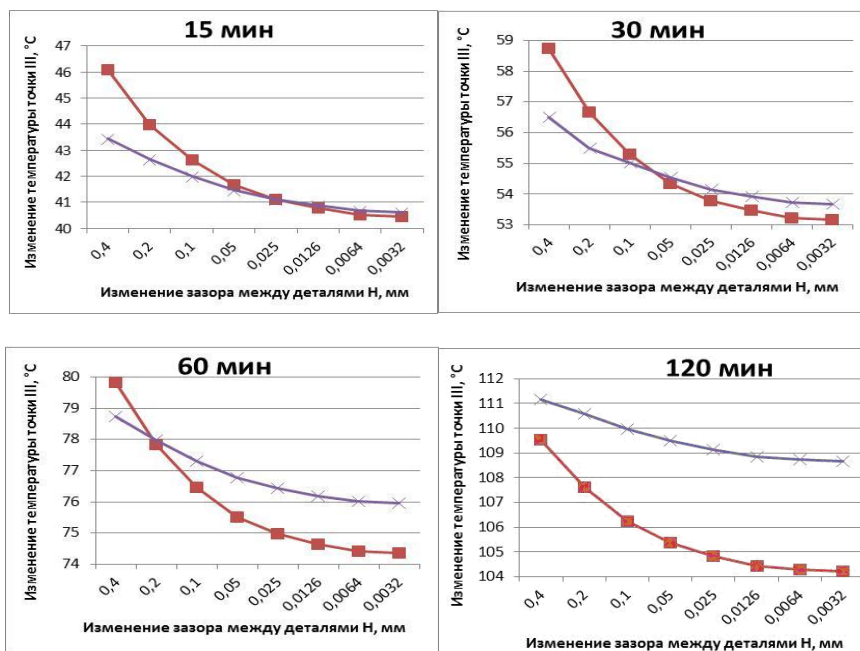


Рис. 9. Изменение температуры точки III в зависимости от зазора в контакте

(тело 3 – воздух): —■— тело 4 – отсутствует; —×— тело 4 – воздух

Из приведенных графиков следует, что конвекция от детали 1 приводит к нелинейному увеличению температуры тела 2. Таким образом, при различных размерах контактирующих тел при формировании теплового поля детали 2 необходимо учитывать тепловые потоки не только через зону соединения, но и путем конвекции. Причем эффект от конвекции через тело 4 будет большим при больших воздушных зазорах в контакте. И эта разница мало меняется со временем. При малых воздушных зазорах в контакте эффект конвекции проявляется лишь с течением времени.

Выводы

1. Результаты численных экспериментов позволяют сформулировать основной подход к разработке тепловой модели шпиндельного узла: модель представляет объем, ограниченный наружными контурными поверхностями ШУ, заполненный деталями ШУ, контактной псевдосредой в местах соединения деталей с коэффициентами теплопроводности, определяемыми качеством поверхностей деталей, и объемами, формируемыми пустотами в конструкции ШУ, заполненными воздухом или маслом.
2. Проведенное численное моделирование показало, что величина теплопроводности контакта зависит от высоты зазора и соответственно качества обработки деталей, температуры в контакте, конвекции от сопряженных деталей (особенно при рассмотрении больших интервалов времени) и мало зависит от материала во впадинах микро- и макронеровностей, особенно при чистовых поверхностях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Проников А.С.* Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3 т. / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов [и др.]; под ред. А.С. Проникова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, Машиностроение, 1994. – Т. 1. Проектирование станков. – 444 с.
2. *Шлыков Ю.П., Ганин Е.А.* Контактный теплообмен. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 144 с.
3. *Шлыков Ю.П., Ганин Е.А., Царевский С.Н.* Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 328 с.
4. *Попов В.М.* Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. – М.: Энергия, 1971. – 216 с.
5. *Клаузинг А.М., Чао Б.Т.* Термическое сопротивление контакта в вакууме // Тр. Американского общества инженеров-механиков. – 1965. – № 2. – С. 98-116.
6. *Денисенко А.Ф., Новиков А.Ю.* Контактное термическое сопротивление станочных соединений // Актуальные проблемы трибологии: Сб. трудов международной науч.-техн. конференции. – Самара, 2007. С. 177-185.
7. *Авчухов В.В., Паюсте Б.Я.* Задачник по процессам тепломассообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.

Статья поступила в редакцию 26 июня 2014 г.

DEVELOPMENT OF THERMAL MODEL SPINDLE ASSEMBLY MACHINE TOOL

A.F. Denisenko, N.S. Nazarov

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

The aspects of appearance and effect of thermal deformations of machine tools are considered in this paper. On the design of the spindle unit the factors affecting the formation of the thermal patten are examined. Heat sources of spindle assemblies are defined. The process of heat flow through the joint parts is described. The technique of forming a thermal model of the machine tool spindle assembly with the heat flow through the connection with the thermal resistance is developed. On the basis of numerical simulations the effect of quality of treatment, wetted parts, the convection of conjugate parts of the material in the depressions and micro- macroroughnesses on the thermal conductivity of the contact are estimated . The influence estimation of these factors with the account of the effect of time parameter, the value of real contact area and its location within the area of conjugation is made.

Keywords: *spindle assembly, heat flow, the actual contact area, the thermal contact resistance.*

*Alexander F. Denisenko (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Nikita S. Nazarov, Postgraduate Student.*

УДК 621.923.5.02

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ И СРЕДСТВА ДЛЯ ХОНИНГОВАНИЯ ОТВЕРСТИЙ В ДЕТАЛЯХ МАЛОЙ ЖЕСТКОСТИ

Н.В. Лысенко, Ю.А. Шилова

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Предложены способы обработки, техническое устройство для установки заготовок и гибкий режущий инструмент для хонингования отверстий в деталях малой жесткости с целью повышения точности обработки.

***Ключевые слова:** способ обработки, приспособление, инструмент, хонингование, тонкостенная заготовка.*

В современном машиностроительном производстве, авиастроении, ракетостроении, пищевой промышленности, а также при создании изделий военно-промышленного комплекса одним из важных направлений является снижение материалоемкости. Это обстоятельство диктует необходимость применения деталей с малой толщиной стенок из высокопрочных материалов, обеспечивающих высокую надежность и долговечность при эксплуатации. Применение цилиндрических тонкостенных деталей в конструкциях создает известные трудности не только при их обработке, но также при эксплуатации и ремонте. Малая жесткость стенок приводит к значительным деформациям при закреплении заготовки в приспособлении, с одной стороны, и воздействии режущего инструмента в зоне контакта – с другой. Эти деформации соизмеримы, а порой превышают величину допуска на размер обрабатываемой заготовки. Неравномерная деформация стенок от воздействия сил закрепления и сил резания приводит к появлению погрешностей в виде отклонений от круглости в поперечном сечении и отклонений от цилиндричности в продольном.

Для достижения требуемой точности обработки тонкостенных деталей приходится снижать силовое воздействие на стенки, что неизбежно сопровождается потерей производительности обработки. Таким образом, при установке заготовки в приспособлении необходимо решать двуединую задачу. Во-первых, при закреплении деформация стенок не должна превышать допустимых значений, во-вторых, силы закрепления должны надежно удерживать заготовку во время обработки. Для реализации этих требований необходима разработка новых конструкторско-технологических решений по обеспечению высокой точности обработки и качества поверхностного слоя.

Окончательные параметры точности и шероховатости поверхностей отверстий при механической обработке формируются на заключительных операциях технологического процесса с применением абразивных инструментов. Предпочтение отдается низкотемпературным методам обработки брусками – суперфинишированию и хонингованию.

Николай Васильевич Лысенко (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Технология машиностроения».

Юлия Александровна Шилова, аспирант.

В работе [1] предложено несколько вариантов по снижению упругих деформаций при хонинговании нежестких заготовок. Авторы предлагают использовать бруски на эластичной связке или специальную хонинговальную головку. Это позволяет повысить точность обрабатываемых отверстий.

Научно-производственным предприятием «Темп-техномаш» предложен способ хонингования длинномерных нежестких деталей [2]. В процессе хонингования к заготовке прикладывают осевое растягивающее усилие в пределах упругой деформации, большее или равное осевой составляющей от силы давления хонинговальных брусков на обрабатываемую поверхность. Заготовку устанавливают с возможностью осевого перемещения ее конца, расположенного по направлению перемещения инструмента. Такой прием, по мнению патентообладателя, позволяет исключить сжатие материала заготовки в процессе обработки под действием осевой составляющей давления хонинговальных брусков на обрабатываемую поверхность и повысить точностные параметры в продольном и поперечном сечениях детали.

Из законов физики известно, что сила действия равна силе противодействия. При силовом радиальном нагружении заготовок силами закрепления с наружной стороны и силами равномерной распределенной нагрузкой от действия абразивных брусков с внутренней стороны возникают различные по величине и знаку упругие деформации. Решение задачи по уменьшению деформации может быть сведено к выравниванию радиальных сил воздействия на заготовку с наружной и внутренней стороны. Это, по нашему мнению, позволит значительно повысить точность обработки мало жестких заготовок.

В Самарском государственном техническом университете разработан способ хонингования отверстий в тонкостенных деталях [3]. Предложенный способ отличается от известных тем, что в отверстие детали, размещенной в приспособлении для закрепления, вводят хон, одновременно равномерно нагружают удельным давлением стенки детали путем подачи рабочего агента в полости зажимного приспособления и хона с обеспечением одинакового удельного давления на стенки детали с наружной стороны резиновой эластичной манжетой, а с внутренней стороны абразивными брусками, сообщают хону с абразивными брусками окружное и возвратно-поступательное движения и выполняют обработку. После обработки отключают рабочее движение и одновременно равномерно снижают удельное давление рабочего агента для извлечения детали.

Способ хонингования реализуется при помощи зажимного устройства с эластичным резиновым манжетом и инструментом хоном.

На рис. 1 изображена схема устройства для осуществления способа.

Обрабатываемая деталь 1 устанавливается по наружной поверхности в приспособлении с эластичным резиновым манжетом 2, получающим радиальное перемещение под действием рабочего агента, например воздуха. Эластичный резиновый манжет 2 размещается внутри корпуса приспособления 3 и фиксируется на нем при помощи нижнего фланца 4 и крышки 5 винтами 6 (условно не показаны). Корпус приспособления 3 имеет кольцевую выточку, образуя полость 7 для подачи рабочего агента через штуцер 8.

Хонинговальная головка устанавливается на шпинделе 9 станка. Корпус хона 10 выполнен, например, в виде полой камеры 11. По наружной поверхности корпуса хона 10 устанавлена эластичная резиновая манжета 12, по периферии которой в карманах размещены колодки с абразивными брусками 13. В корпусе

10 хона выполнены радиальные отверстия 14 для подачи рабочего агента внутрь полости 15, образуемой между корпусом хона 10 и резиновой эластичной манжетой 12. В верхней и нижней части абразивных брусков 13 установлены кольцевые пружины 16 для возвращения брусков 13 в исходное положение.

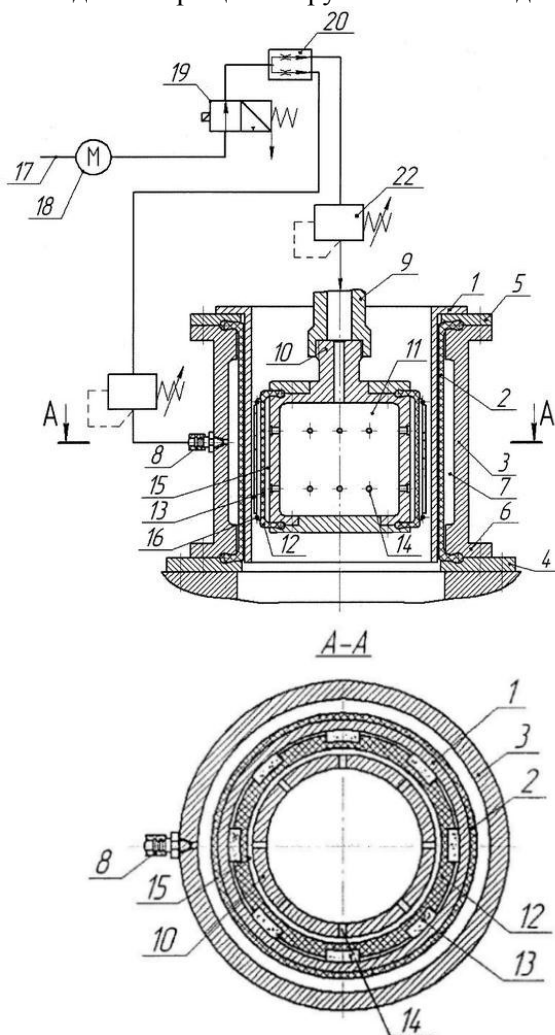


Рис. 1. Схема устройства для осуществления способа хонингования

Подача рабочего агента, например воздуха, в полость 7 приспособления для закрепления детали 1 и полость 15 хонинговальной головки осуществляется по трубопроводу 17, в который встроены манометр 18, с последующим размещением пневмораспределителя 19. По пути к приспособлению и хону на трубопроводе установлен распределитель потока 20 для подачи воздуха в двух направлениях. От распределителя 20 в направлениях к полости 7 приспособления и камеры 11 хона размещены регуляторы давления (пневмоклапаны) 21 и 22, позволяющие путем настройки обеспечить необходимое удельное давление в системе зажима заготовки 1 и разжима хонинговальных брусков 13. Дополнительные приборы, обеспечивающие работу пневмосистемы, на схеме условно не показаны.

Перед обработкой деталь 1 устанавливают в приспособление с эластичным резиновым манжетом 2. Задают удельное давление в рабочей камере 7 приспособления. Вводят хон в отверстие обрабатываемой детали 1. Выполняют

настройку регуляторов давления 21 и 22 (пневмоклапанов) на соответствующее давление в полости 7 приспособления и камере 11 хона для разжима абразивных брусков 13. Включают пневмораспределитель 19, рабочий агент через распределитель потока 20 следует в двух направлениях и поступает через регулятор давления 21 в полость 7 приспособления для закрепления и одновременно через регулятор давления 22 в камеру 11 хонинговальной головки, создавая одинаковые давления P на стенки детали 1 с наружной стороны эластичной резиновой манжетой 2 и с внутренней стороны абразивными брусками 13. Включают рабочие движения хонинговальной головки – окружную и возвратно-поступательную скорость, а в зону обработки подается СОЖ. Выполняют обработку детали. В результате одинакового заданного удельного давления P на стенки детали 1 со стороны резиновой манжеты 2 и абразивных брусков 13 обеспечивается одинаковая поперечная жесткость детали, уменьшаются деформации стенок и, следовательно, погрешности геометрической формы отверстия, повышается точность обработки как в продольном, так и в поперечном направлении.

По завершении обработки детали 1 выключаются рабочие движения хонинговальной головки. При переключении пневмораспределителя 19 рабочий агент поступает через регуляторы давления 21 и 22, которые одновременно равномерно снижают давление, снижая его. За счет сил упругости резиновая манжета 2 возвращается в исходное положение, увеличиваясь в размере в радиальном направлении. Одновременно с этим абразивные бруски 13 под действием кольцевых пружин 16 перемещаются также в радиальном направлении, уменьшая диаметральный размер хона. В результате этих перемещений образуются зазоры между эластичной манжетой 2 и наружной стенкой заготовки 1 и с внутренней стороны между абразивными брусками 13 и обработанным отверстием. Хонинговальная головка выводится из отверстия заготовки 1, а сама заготовка извлекается из приспособления.

Предложенным способом выполняли обработку отверстия $\varnothing 85,98^{+0,02}$ мм, длиной 116 мм с толщиной стенки детали 1,8 мм в детали гибкого колеса волнового редуктора. Обработку производили на вертикально-хонинговальном станке 3М82. Для хонингования отверстия использовали хонинговальную головку с эластичной резиновой манжетой, по периферии которой в карманах устанавливались 6 абразивных брусков на эластичной связке 63/40 Р9 размером 100×10 мм.

Режимы обработки: скорость вращательного движения 28 м/мин, скорость возвратно-поступательного движения 10 м/мин, удельное давление на стенки заготовки с наружной и внутренней стороны 0,4 МПа, снимаемый припуск 0,02 мм на диаметр.

Заготовку 1 размещали в приспособлении с эластичным резиновым манжетом, вводили в отверстие детали гибкого колеса инструмент, одновременно подавали воздух в рабочие полости приспособления для закрепления хонинговальной головки при помощи регуляторов давления 21 и 22, обеспечивая одинаковое давление на стенки детали с наружной и внутренней стороны 0,4 МПа. Включали рабочие движения и подачу СОЖ. Выполняли обработку. После обработки включали рабочее движение, равномерно снижали давление рабочего агента путем сброса в атмосферу, извлекали деталь. В результате обработки получили деталь с отверстиями и шероховатостью Ra 0,63 мкм от прямолинейности образующей 8 мкм с отклонением от круглости 5 мкм.

Удельное давление при закреплении заготовки с помощью эластичного манжета рассчитывается из условия удерживания ее от проворота под действием окружной силы резания

$$P_1 = \frac{\beta \cdot P_{ок} \cdot d}{\pi D \cdot l_k \cdot f}$$

или из условия удерживания заготовки от смещения под действия осевой силы

$$P_2 = \frac{\beta \cdot P_{ос}}{\pi D \cdot l \cdot f_{mp}},$$

где f – коэффициент трения резины по стали, принимаемый в пределах $0,5 \div 0,8$;

d – диаметр обрабатываемого отверстия, см;

D – наружный диаметр закрепляемой заготовки, см;

l_k – длина эластичного манжета, см;

β – коэффициент надежности зажима ($\beta = 1,3 \div 1,5$).

При использовании хонинговальной головки с разжимными конусами после расчета удельного давления под действием манжета определяют суммарную силу давления в системе разжима брусков:

$$P_B = F_5 \cdot q_B,$$

где q_B – удельное давление брусков на единицу площади;

$$F_B = b \cdot l_B \cdot n,$$

где b – ширина брусков, см;

l_B – длина брусков, см;

n – число брусков.

Исходя из равенства удельных давлений в рабочей камере зажимного устройства и системе разжима брусков при закреплении имеем: $P_{з.у} = P_B = const$.

Тогда $\pi D \cdot l_k \cdot q_{з.у} = F_{бр} \cdot q_B = const$, где $q_{з.у}$ – удельное давление в рабочей камере на единицу площади.

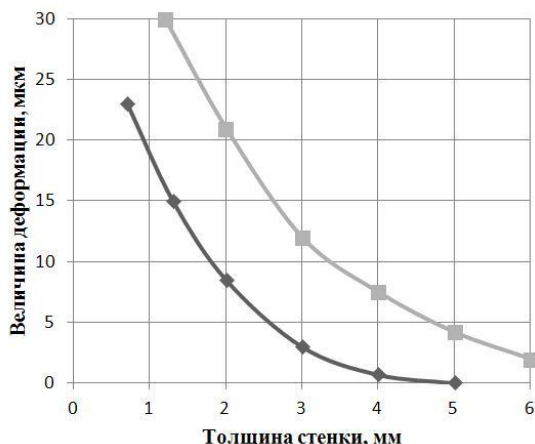


Рис. 2. Деформация заготовки при различных толщинах стенок:

1 – Ст45; 2 – Д16

После преобразования получаем необходимое удельное давление на брусках:

$$q_B = \frac{\pi D \cdot l_k \cdot q_{з.у}}{F_B}.$$

Как показала практика хонингования отверстий, с увеличением толщины стенок заготовки деформации при равных прочих условиях уменьшаются, а точность возрастает.

Следовательно, при конструировании приспособлений необходимо стремиться к увеличению жесткости стыка «приспособление – заготовка». В технической литературе отмечается, что оптимальным устройством для закрепления тонкостенных заготовок является эластичная резиновая манжета.

Недостатком этого устройства является непригодность для закрепления заготовок с различными конструкторскими элементами по наружной поверхности. Нами предложено техническое устройство для цилиндрических тонкостенных заготовок, позволяющее расширить технологические возможности приспособления и одновременно увеличить радиальную жесткость контакта заготовки с приспособлением [4].

Поставленная цель достигается тем, что в средней части эластичной резиновой манжеты выполнен цилиндрический кольцевой выступ, предназначенный для установки разрезной цилиндрической втулки с равномерно распределенными по окружности в продольном направлении встречными пазами, образующими подвижные в радиальном направлении двухсторонние сектора, предназначенные для одновременного контакта наружной поверхности заготовки под воздействием эластичной резиновой манжеты.

На рис. 3 изображена схема устройства с разрезной цилиндрической втулкой.

Устройство для закрепления тонкостенных цилиндров содержит корпус-обойму 1, верхнюю 2 и нижнюю 3 плиты, резиновый эластичный манжет 4 и цилиндрическую разрезную втулку 5. В средней части эластичной манжеты 4 выполнен кольцевой цилиндрический выступ 6 для установки на него разрезной втулки 5 при помощи кольцевой ответной проточки. Резиновый эластичный манжет 4 устанавливается во впадинах 7, сформированных между корпусом-обоймой 1 и плитами 2 и 3, и фиксируется при помощи винтов (на схеме не показаны). В продольном направлении втулки 5 выполнены равномерно расположенные по окружности продольные в радиальном направлении двухсторонние лепестки 9 для закрепления детали 10. В средней части корпуса-обоймы 1 установлен штуцер 11 для подачи рабочего агента.

Устройство для закрепления тонкостенных цилиндров работает следующим образом.

После размещения заготовки 10 в отверстии разрезной втулки 5 во внутреннюю полость резиновой эластичной манжеты 4, образуемую между корпусом-обоймой 1, через штуцер 11 подается рабочий агент под давлением. Под действием давления резиновая эластичная манжета 4 перемещается в радиальном направлении и своими стенками воздействует на наружную поверхность разрезной втулки 5, в частности на подвижные в радиальном направлении лепестки 9. Последние, упруго деформируясь, закрепляют заготовку 10, обеспечивая прилегание лепестков 9 к заготовке 10 с охватом по окружности. После закрепления заготовку подвергают обработке. После обработки детали давление рабочего снимается. За счет сил упругости лепестки 9 разрезной втулки 5 и стенки резиновой эластичной манжеты 4 возвращаются в исходное положение. Между внутренней поверхностью разрезной втулки 5 и заготовки 10 образуется зазор, и она легко удаляется из зоны закрепления. При обработке каждой заготовки цикл повторяется.

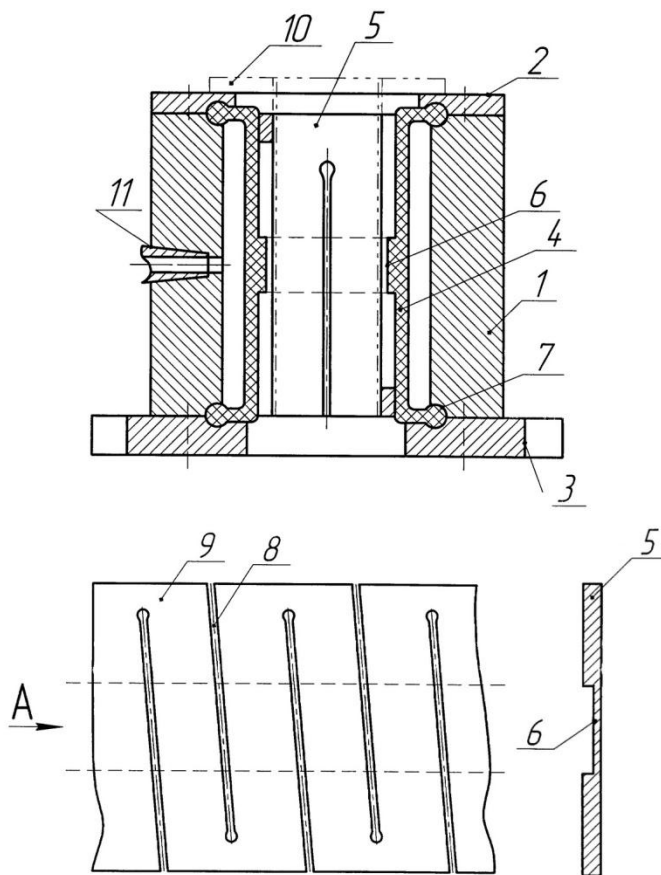


Рис. 3. Устройство для закрепления тонкостенных заготовок

Теоретические и экспериментальные данные, полученные рядом авторов [5, 6], показывают, что эпюры перемещения стенок закрепленной тонкостенной заготовки как с наружной, так и с внутренней сторон зависят от характера нагружения. При этом установлено, что максимальная величина прогиба стенок под действием осесимметричной нагрузки уменьшается, если эта нагрузка приложена в виде разделенных участков с равными промежутками [6, 7]. Описание выявленного свойства навело на мысль о необходимости создания абразивного инструмента с разделенными (прерывистыми) силами нагружения стенок обрабатываемой заготовки с малыми силовыми нагрузками. Авторами предложен гибкий абразивный инструмент, конструкция которого показана на рис. 4.

Абразивный инструмент состоит из корпуса 1, на котором рядами установлены кольца 2. На торцевых поверхностях 3 колец 2 выполнены кольцевые проточки 4 и радиальные пазы 5 для размещения упругих гибких связей 6, например из углеродистой пружинной проволоки. В кольцевых проточках 4 устанавливаются шарики 7, неподвижно смонтированные с упругими гибкими связями 6 с одной стороны и сферическими абразивными рабочими элементами 8 с другой стороны. Шарики 7, упругая связь 6 и сферические абразивные рабочие элементы 8 соединены неподвижно, образуют отдельные звенья равной длины, ими комплектуется гибкий абразивный

инструмент при сборке. После сборки каждого ряда колец 2 и установки звеньев они стягиваются при помощи гайки 9. Корпус 1 и кольца 2 подлежат многократному использованию. Например, после износа сферических абразивных рабочих элементов 8 инструмент разбирается, отработанные звенья снимаются, и он комплектуется новыми звеньями.

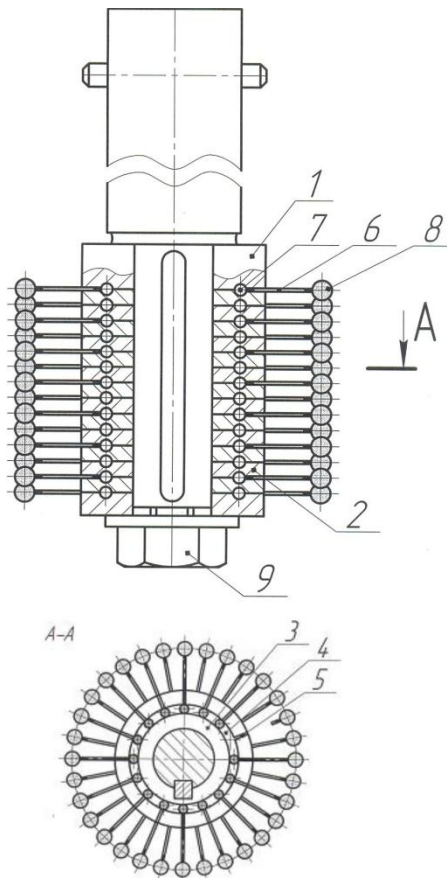


Рис. 4. Гибкий абразивный инструмент

Шарики 7, размещенные в кольцевых проточках 4 колец 2, через упругие гибкие связи 6 надежно удерживают сферические абразивные рабочие элементы 8 в радиальном направлении при работе инструмента. Каждый ряд сферических абразивных элементов 8 расположен в шахматном порядке, что позволяет обеспечить плотность сетки при обработке.

Устройство работает следующим образом. Гибкий абразивный инструмент устанавливают в шпинделе хонинговального станка; после установки детали 10 в приспособление 11 включают вращательное V_0 и возвратно-поступательное V_1 движения, а в зону обработки подают смазочно-охлаждающую жидкость. При перемещении инструмента вниз по направлению к детали 10 сферические абразивные рабочие элементы 8 первоначально соприкасаются с торцевой частью детали, упругая гибкая связь 6 деформируется и абразивные элементы 8 скользят в обрабатываемое отверстие и в дальнейшем перемещаются по спирали за счет сложения вращательного V_0 и возвратно-поступательного V_1 движений.

При входе каждого ряда сферических абразивных элементов 8 в обрабатываемое отверстие детали 10 наружный диаметр инструментов уменьшается за счет деформации упругих связей 6. За счет разницы размеров обрабатываемого отверстия и наружного диаметра инструмента в зоне обработки создается натяг, сферические абразивные рабочие элементы 8 с определенным усилием прижимаются к поверхности обрабатываемого отверстия детали 10, и абразивные зерна наносят риски-царапины, осуществляя микрорезание материала. Рабочая абразивная поверхность обладает большой режущей и, тем самым, обеспечиваются условия необходимые для обработки металла. Независимо от формы отверстия (конусообразность, некруглость, наличие окон, шпоночных канавок, уступов) сферические абразивные рабочие элементы 8 за счет упругости гибких связей 6 отслеживают форму обрабатываемой поверхности. При перебеге инструмента за края отверстия рабочие элементы 8 касаются противоположного торца детали и, увеличивая наружный диаметр инструмента, выходят из отверстия, снимая заусенцы и закругля острые кромки. После завершения хода инструмента вниз подается команда реверсирования, и он перемещается вверх, рабочие элементы 8 также отслеживают форму обрабатываемой поверхности.

По окончании цикла хонингования инструмент поднимается вверх, выводится из отверстия, отключаются окружное и возвратно-поступательное движения.

Преимущества предлагаемого гибкого абразивного инструмента: простота конструкции, не требующая центрирования (совмещения) оси отверстия с осью шпинделя станка, а также применения плавающего хонинговального инструмента-головки при жестком закреплении обрабатываемой детали; возможность обработки тонкостенных деталей за счет малых силовых нагрузок; возможность обработки отверстий различной формы с наличием радиальных сверлений, окон, пазов, шпоночных канавок с одновременным снятием заусенцев и скруглением острых кромок; отсутствие необходимости определенного перебега инструмента за края обрабатываемого отверстия; возможность многократного применения базовых деталей, корпуса и колец; возможность обеспечения различных удельных давлений в зоне контакта сферических абразивных рабочих элементов за счет выбора натяга, т. е. разницы диаметральных размеров инструмента и обрабатываемого отверстия, а также жесткости упругих связей; снижение теплонапряженности в зоне обработки.

Лабораторные испытания гибкого абразивного инструмента подтвердили эффективность его использования при обработке отверстий с целью уменьшения высоты микронеровностей.

Предложенные средства технологического оснащения могут быть реализованы на каждом машиностроительном предприятии при финишной обработке поверхностей деталей малой жесткости с небольшими материальными затратами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Лысенко Н.В., Шилова Ю.А.* Обеспечение точности хонингования тонкостенных деталей // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Техническое науки. – 2008. – № 2(222). – С. 133-137.
2. Патент RU 2117565 от 20.08.1998. По заявке 97112424/02. Способ хонингования / Халин Г. Ф.; Заявитель и патентообладатель: Научно-производственное предприятие «Темп-Техномаш».

3. Патент RU 2497651 от 25.05.2012. По заявке 2012121785/02. Способ хонингования отверстий / Лысенко Н.В., Шилова Ю.А. Патентообладатель: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный технический университет».
4. Патент RU 2419518 от 18.05.2009. По заявке 2009118651/02. Устройство для установки тонкостенных цилиндров / Лысенко Н.В., Шилова Ю.А. Патентообладатель: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный технический университет».
5. *Лопатухин И.М.* Перемещения тонкостенных цилиндрических деталей при закреплении их в срединной части // Изв. вузов. Машиностроение. – 1983. – № 3. – С. 17-21.
6. *Лысенко Н.В., Шилова Ю.А.* Анализ упругих деформаций при хонинговании тонкостенных деталей при помощи программного комплекса ANSYS // Межвузовский сборник научных статей с международным участием. Актуальные проблемы разработки и использования компьютерных технологий в машиностроении. – Самара, 2010. – С. 159-162.
7. *Лопатухин И.М.* Удерживающая способность зажимных устройств в машиностроении: Учеб. пособие по курсу «Основы конструирования приспособлений» / Азербайджанский политехнический институт им. Ч. Ильдрима. – Баку, 1984. – 98 с.

Статья поступила в редакцию 9 января 2014 г.

MODERN TECHNOLOGICAL METHODS AND MEANS FOR HONING OF OPENINGS IN SMALL RIGIDITY PARTS

N.V. Lysenko, Y.A. Shilova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

Processing methods, the technical device for installation the blanks and the flexible cutting tool for honing of openings in small rigidity parts for increase the processing accuracy are offered.

Keywords: way of processing, adaptation, tool, honingovaniye, thin-walled preparation.

Николай Васильевич Лысенко (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Технология машиностроения».

Юлия Александровна Шилова, аспирант.

УДК 621.01.03

ББК 34.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Ю.И. Подгорный¹, А.В. Кириллов¹, О.В. Максимчук²

¹Новосибирский государственный технический университет
630090, г. Новосибирск, пр. К.Маркса, 20

E-mail: ptm_ngtu@mail.ru

²Новосибирский технологический институт (филиал) Московского государственного университета дизайна и технологии,
630099, г. Новосибирск, ул. Потанинская, 5

E-mail: kirillovalvs@mail.ru, ovmak@mail.ru

Рассматриваются вопросы усовершенствования закона движения кулачкового механизма. Целью работы является корректировка закона движения кулачкового механизма на основе анализа существующего закона движения с точки зрения энергетического баланса от действия различных факторов. В работе предлагается алгоритм корректировки закона движения, позволяющий учитывать энергию деформации механизма и элементов, с которыми он контактирует, на примере батанного механизма ткацкой машины. Для снижения величины работы сил, затрачиваемой на деформации конструктивных элементов, осуществлены конструктивные мероприятия по увеличению жесткости несущей системы и элементов батанного механизма. В результате проведенных исследований предложен новый закон движения механизма, позволяющий снизить энергетические потери практически в 2 раза по сравнению с серийным законом, а также уменьшить величину контактных напряжений в паре «кулачок – ролик».

Ключевые слова: кулачковый механизм, коромысло, ролик, дисковый кулачок, закон движения, деформации конструктивных элементов.

Применение кулачковых механизмов, осуществляющих прерывистые движения ведомых частей, ставит задачу всестороннего и полного изучения закономерностей движения рабочих органов. Решение этой задачи становится особенно актуальным в связи с энергетическими затратами для момента осуществления технологической операции, а также для механизмов, работающих в условиях повышенных динамических режимов. В связи с этим при синтезе кулачковых механизмов предлагается учитывать деформации конструктивных элементов, с которыми взаимодействует их ведомое звено.

В настоящее время синтез законов движения кулачковых механизмов производится без учета энергии деформации их конструктивных элементов. Действие технологической нагрузки для механизмов данного типа приходится,

Юрий Ильич Подгорный (д.т.н., проф.), кафедра «Проектирование технологических машин».

Александр Всеволодович Кириллов (к.т.н., доц.), кафедра «Проектирование технологических машин».

Ольга Владимировна Максимчук (к.т.н., доц.), кафедра «Информационные технологии».

главным образом, на отрицательные участки графика ускорений. Энергия, которая расходуется на преодоление полезных сопротивлений, также зависит от величины и характера нагрузок, от сил инерции, развиваемых кулачковым механизмом.

Объектом исследования был выбран механизм прибора уточных нитей бесчелночного ткацкого станка типа СТБ (батанный механизм). Анализ кинематических характеристик этого механизма, приведенный в работах [1, 2], указывает на наличие значительных отклонений (на графиках скоростей и ускорений) от тех законов, которые были заложены первоначально. Кроме того, следует отметить, что ведомое звено этого механизма (бердо) в момент прибора уточных нитей к опушке ткани посредством нитей основы и сформированной ткани воздействует на целый ряд элементов ткацкой машины. Это приводит к возникновению значительных деформаций элементов самого батанного механизма и элементов, с которыми контактируют нити основы и ткань.

Целью данной статьи является корректировка закона движения кулачкового механизма с учетом деформаций конструктивных элементов батанного механизма ткацкой машины.

Для достижения данной цели были поставлены и решены следующие задачи:

- 1) исследован существующий закон движения;
- 2) определена энергия деформации элементов ткацкой машины;
- 3) произведена корректировка закона движения механизма с учетом энергии деформации элементов машины.

Исследование существующего закона движения кулачкового механизма

Исследование кинематических характеристик проводилось для механизма прибора уточных нитей (батанный механизм) бесчелночных ткацких станков (СТБ), выпускаемых заводом-изготовителем серийно. Исследования проводились для выбранного закона, который представлен в виде таблицы профиля кулачка.

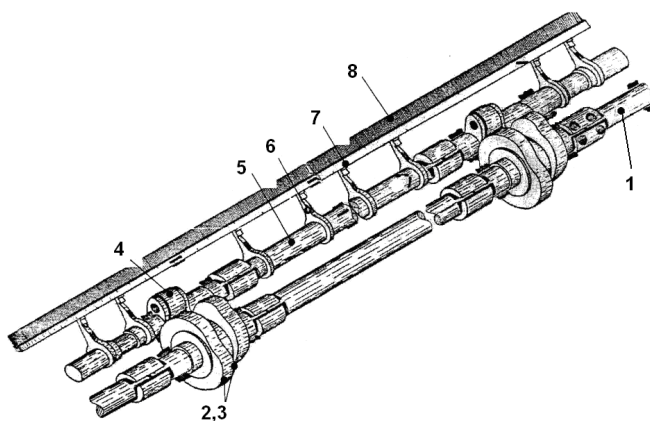


Рис. 1. Конструктивная схема кулачкового механизма

Конструкция кулачкового механизма представлена на рис. 1.

Кулачковый механизм (см. рис. 1) работает следующим образом: ведомый вал 5 получает вращательное движение от кулачков 2, 3, укрепленных на

главном валу 1, и роликов 4. Кулачки сообщают возвратно-качательное движение валу 5, на котором закреплены лопасти 6 и брус 7, несущий бердо 8. Кинематическая схема механизма приведена на рис. 2.

Угол поворота $\psi(i)$ ведомого звена ВС определяется из выражения

$$\psi_i = \arccos\left(\frac{L^2 + A_k^2 - R_i^2}{2 \cdot L \cdot A_k}\right), \quad (1)$$

где R_i – текущее значение радиус-вектора профиля кулачка в соответствии с технической документацией [1], $A_k = 128,1$ мм; $L = 60$ мм.

На основании формулы (1) произведены расчеты углов качания ведомого звена, угловых скоростей и ускорений.

График угловых ускорений с учетом динамического характера нагрузки, учитывающий возбуждение колебаний в связи с наличием зазора в паре «кулачок – ролик», приведен на рис. 3.

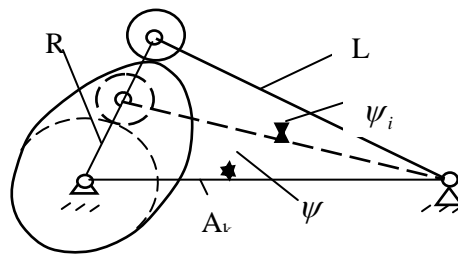


Рис. 2. Схема к определению угла поворота ведомого звена кулачкового механизма (прибор точных нитей)

С целью получения нового закона движения кулачкового механизма был проведен анализ существующего закона движения с точки зрения уравнения энергетического баланса. Анализ был проведен при частоте вращения главного вала $n = 400$ мин⁻¹ и выработке джинсовой ткани саржевого переплетения 3/1 с усилием прибора $P_{np} = 5210$ Н.

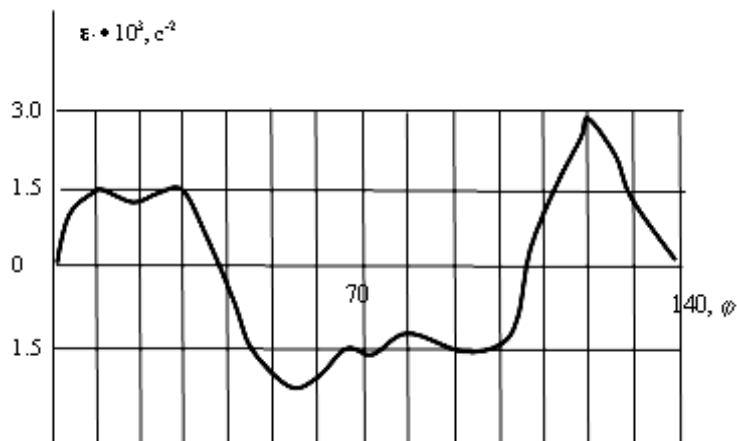


Рис. 3. Ускорения кулачкового механизма (прибор точных нитей)

Для расчета энергетического баланса определялись работы движущих сил, сил инерции и сил полезных сопротивлений. Работа движущих сил на ведомом валу определяется по формуле

$$A_{DV} = \int_0^{\varphi} M_{VEDV}(\varphi) d\varphi, \quad (2)$$

где $M_{VEDV}(\varphi)$ – момент движущих сил на ведомом (подбатанном) валу, определяемый по формуле

$$M_{VEDV}(\varphi) = \frac{M_{GV}}{\Pi'(\varphi)}. \quad (3)$$

В выражении (2) M_{GV} – момент движущих сил на главном валу, определяемый в виде

$$M_{GV}(\varphi) = \frac{N_{GV}}{\omega_{GV}}, \quad (4)$$

где N_{GV} – мощность на главном валу, определяемая в зависимости от мощности электродвигателя и коэффициента полезного действия клиноременной передачи;

ω_{gv} – угловая скорость вращения главного вала.

В выражении (3) $\Pi'(\varphi)$ – первая передаточная функция, определяемая в соответствии с выражением [3]

$$\Pi'(\varphi) = \frac{\omega_{VEDV}}{\omega_{GV}}. \quad (5)$$

Графики зависимости моментов движущих сил на главном валу (без учета неравномерности вращения вала) и ведомом валу от угла поворота приведены на рис. 4.

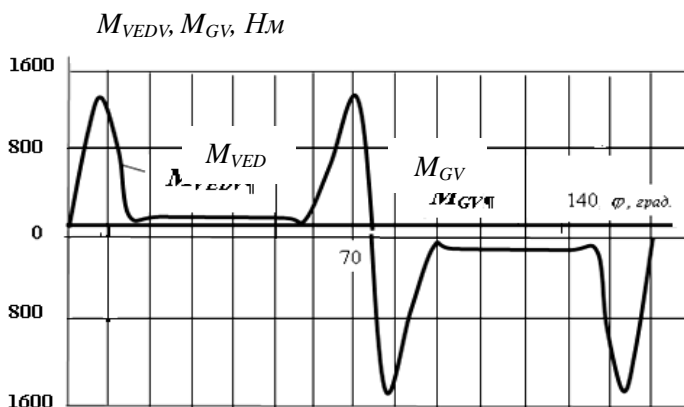


Рис. 4. Графики зависимости моментов движущих сил от угла поворота кулачка

Работа сил инерции определяется в соответствии с выражением

$$A_{IN} = \int_0^{\varphi} M_{IN}(\varphi) d\varphi, \quad (6)$$

где $M_{IN}(\varphi)$ – момент сил инерции, определяемый по формуле

$$M_{IN}(\varphi) = I_{PR} \cdot \varepsilon(\varphi). \quad (7)$$

График зависимости момента сил инерции от угла поворота главного вала приведен на рис. 5.

Графики зависимости работ движущих сил и сил инерции от угла поворота главного вала приведены на рис. 6.

Работа сил полезных сопротивлений определяется в форме

$$A_{PS} = \int_0^{\varphi} M_{PS}(\varphi) d\varphi. \quad (8)$$

График суммарной работы движущих сил, сил инерции, сил полезных сопротивлений и деформаций конструктивных элементов представлен на рис. 7.

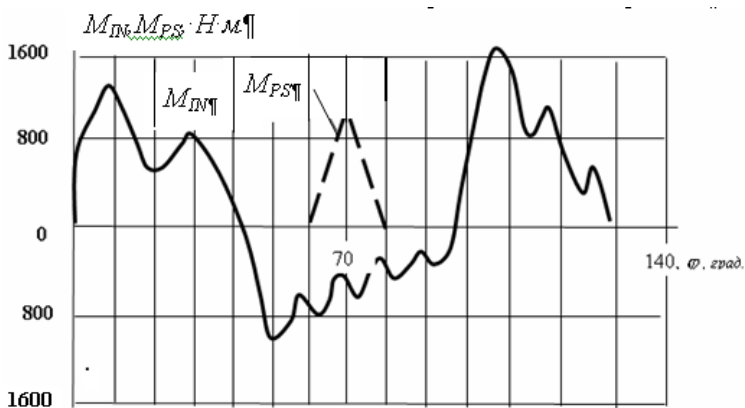


Рис. 5. Графики зависимости моментов сил инерции ведомого звена механизма и момента сил полезных сопротивлений

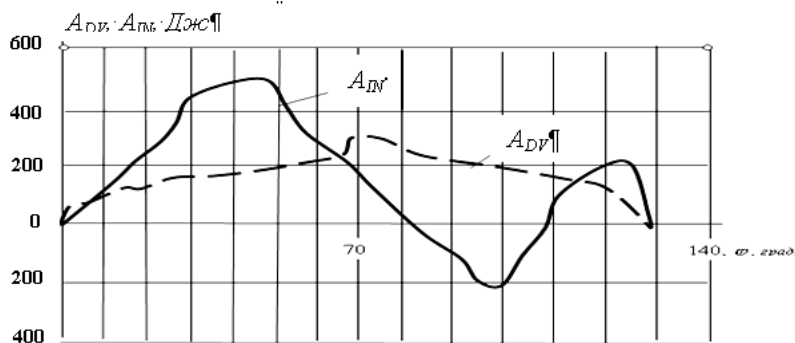


Рис. 6. Графики зависимости работ движущих сил на ведомом валу и сил инерции для механизма от угла поворота главного вала для базового закона движения

Корректировка закона движения кулачкового механизма

Работа сил, затраченная на деформации элементов системы батана, нитей основы, несущей системы и элементов станка, с которыми контактируют нити и ткань (скальная система), определялась с помощью графиков, приведенных на рис. 5 и 6. Графики зависимости суммарной работы движущих сил и сил инерции, работ сил полезного сопротивления и деформаций вышеуказанных элементов от угла поворота главного вала представлены на рис. 7. График суммарной работы приведен на рис. 8.

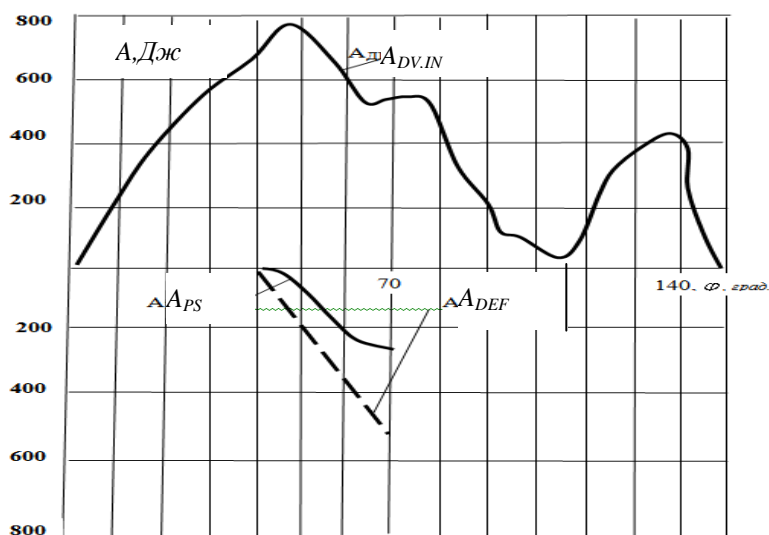


Рис. 7. Графики зависимости суммарной работы движущих сил на подбатанном валу и сил инерции, работ сил полезного сопротивления и деформации батанного механизма и несущей системы от угла поворота главного вала для базового закона движения

Как видно из графика на рис. 8, имеется такой интервал угла поворота главного вала, в пределах которого суммарная работа меньше нуля, поэтому на данном участке работы механизма возможны перегрузки в работе двигателя, что отрицательно сказывается на качестве вырабатываемого продукта. Это особенно актуально при выработке плотных тканей, для получения которых необходимо большое усилие прибора (более 500 кгс), причем с ростом усилия прибора растет величина работы сил полезных сопротивлений и работы сил, расходуемой на деформации элементов батанного механизма, несущей и скальной систем.

С целью уменьшения энергетических потерь при работе механизма и уменьшения контактных напряжений в паре «кулачок – ролик» был скорректирован закон движения механизма, график которого представлен на рис. 9.

Для снижения величины работы сил, затрачиваемой на деформации конструктивных элементов, также были осуществлены конструктивные мероприятия по увеличению жесткости несущей системы и элементов батанного механизма, позволившие уменьшить величину работы деформации в 2,26 раза. График суммарной работы для скорректированного закона движения с учетом вышеуказанной модернизации конструкции несущей системы и батанного механизма приведен на рис. 10.

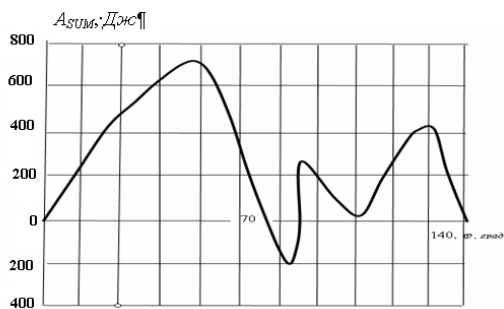


Рис. 8. График зависимости суммарной работы на подбатанном валу от угла поворота главного вала для базового закона движения

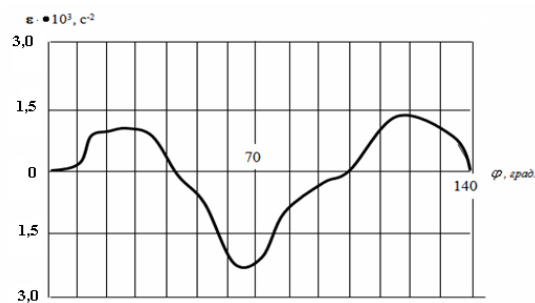


Рис. 9. График скорректированного закона ускорений

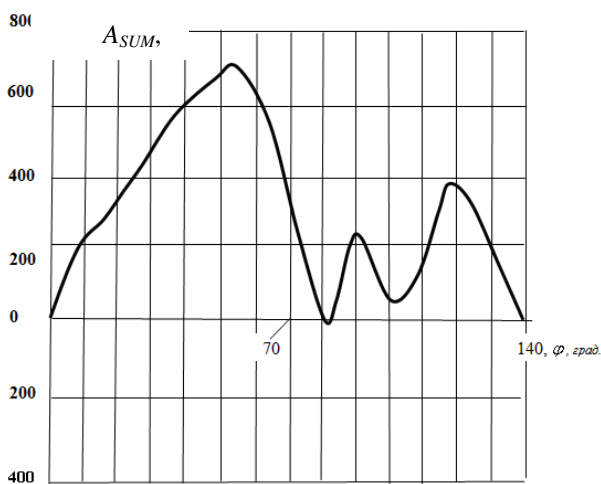


Рис. 10. График зависимости суммарной работы на подбатанном валу от угла поворота главного вала для скорректированного закона движения

Заклучение

1. В результате проведенных исследований установлено, что работа сил инерции батанного механизма в интервале 0-80 градусов угла поворота главного вала превосходит по величине работу движущих сил; в интервале 70-140 градусов работа сил инерции меняет знак.

2. Для момента прибоа уточных нитей суммарная величина работы сил полезных сопротивлений и деформаций конструктивных элементов превосходит величину суммарной работы движущих сил и сил инерции, что в конечном итоге приводит к увеличению динамических нагрузок в паре «кулачок – ролик».

3. Скорректирован закон движения ведомого звена батанного механизма ткацкой машины, что позволяет снизить энергетические потери практически в 2 раза по сравнению с серийным законом, а также уменьшить величину контактных напряжений в паре «кулачок – ролик».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Подгорный Ю.И.* Исследование и синтез законов движения кулачковых механизмов: Монография / *Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, М.В. Лукин.* – Новосибирск: Изд. НГПУ, 2011. – 219 с.
2. *Подгорный Ю.И.* Проектирование механизмов с использованием пакетов прикладных программ: Учеб.-метод. пособие / *Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, В.В. Крашенинников, В.М. Потапов* // Допущ. УМО по профессионально-педагогическому образованию для студентов вузов, обучающихся по специальности «Профессиональное обучение (машиностроение и технологическое оборудование)». – Новосибирск: Изд. НГПУ, 2012. – 187 с.
3. *Фролов К.В.* Теория механизмов и механика машин: учебник для втузов: рек. Министерством образования РФ / *К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов* и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.: ил.

Статья поступила в редакцию 24 февраля 2014 г.

INVESTIGATION OF THE CAM MECHANISM MOTION LAW WITH STRUCTURAL ELEMENTS DEFORMATIONS

Yu.I. Podgorny¹, A.V. Kirillov¹, O.V. Maksimchuk²

¹ Novosibirsk State Technical University
20, K. Marksa pr., Novosibirsk, 630090, Russian Federation

² Novosibirsk Technological Institute (branch)
5, Potaninskaya, Novosibirsk, 630099, Russian Federation

Improvements of cam-gear motion law are examined in the paper. The goal of the study is to adjust the cam-gear motion law on the basis of existing motion law analysis to balance the action of different factors. Today the synthesis of cam-gear motion law is produced without the account of the deformation energy of structural elements. The algorithm for correction the motion law taking into the account the deformation energy of the cam-gear and contacting elements is suggested in the paper using a slay mechanism of a weaving machine as an example. Structural modifications increasing the rigidity of load-carrying system and slay mechanism elements are carried on to diminish the forces required to deform the construction elements. As a result of the research, a new motion law of the mechanism is proposed. It allows to decrease power loss twice during the work of the mechanism compared to the existing law and to decrease contact tensions in a fist-roller pair.

Keywords: *cam-gear, yoke, roller, disk fist, law of motion, deformations of structural elements.*

*Yury I. Podgorny (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Alexander V. Kirillov (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Olga V. Maksimchuk (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.*