

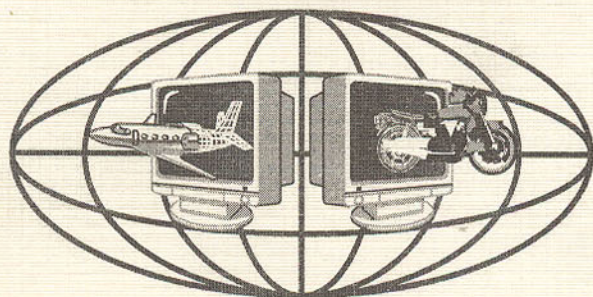


**ДОНЕЦКИЙ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 27



ООО «Лебедь»
ДОНЕЦК - 2004

**ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Международный
сборник научных трудов

Выпуск 27

ДОНЕЦК – 2004

ББК К5я54
УДК 621.01(06)

П 78 Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ООО «Лебедь», 2004. Вып. 27. – 348 с.

ISBN 966-508-271-X

В международном сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки и металлорежущего инструмента. Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, стран ближнего и дальнего зарубежья. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

ББК К5я54

Издается при содействии Международного союза машиностроителей.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Горобец И.А. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Керекеш Т. (Румыния), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепасев В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Параскив Д. (Румыния), Прутяну О. (Румыния), Седуш В.Я. (Украина), Семенченко А.К. (Украина), Скидан И.А. (Украина), Суслов А.Г. (Россия), Тока А. (Молдова), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого национального технического университета (протокол № 2 от 26 марта .2004 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (062) 305-01-04, факс: (062) 305-01-04
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://donntu.edu.ua

ISBN 966-508-271-X

© Донецкий национальный
технический университет, 2004 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРОВ КОРПУСНО-СЕКЦИОННЫХ МАШИН ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Алиев Н.А. (НИИГМ имени М. М. Федорова)

In paper agency of unsound assembly of a rotor the centrifugal multisection pump on reliability and longevity of the machine surveyed. Ways on increase of a resource the pumps, experimentally introduced on a main mine drainage of several mines and given positive results are offered.

Целью предсборочной подготовки деталей динамических многосекционных турбомашин, в т.ч. взвешивания, статической или динамической балансировки, притирки, пригонки, различных видов присмочных испытаний, обкатки, применения неразрушающих методов контроля является организация сборки как технологической операции, обеспечивающей долговечность агрегата.

В [1], [2] было обосновано, что вышеуказанная задача - предсборочная подготовка турбомашин, должна включать в себя балансировку ротора в сборе или поэлементную балансировку составляющих его деталей и узлов.

Для турбокомпрессоров типа К-250 или К-500, турбин, питательных насосов большой мощности, многоступенчатых редукторов и т.д. балансировка роторов, валов, вал-шестерен производится в сборе, в динамическом режиме в двух или нескольких плоскостях коррекции. Такая методика предсборочной балансировки обусловлена тем, что указанные машины имеют продольный разъем. После установки ротора в сборе на подшипники корпуса и монтажа крышки не требуется дополнительной балансировки агрегата и основным требованием к работе машины будет обеспечение горизонтального и вертикального позиционирования машины и нормируемой для конкретных условий центровки. При значительной длине ротора необходимость балансировки в динамическом режиме на рабочих оборотах связана еще и с величиной радиальных зазоров лабиринтных уплотнений, не превышающих величины 0,15-0,20 мм для всех типов турбин и турбокомпрессоров.

Балансировка ротора в сборе турбокомпрессоров может проводиться еще и потому, что рабочие колеса этих машин имеют штампованное исполнение, что в свою очередь предопределяет для такой технологии небольшой разброс их по массе-центровочным характеристикам и близкие по остаточному дисбалансу показатели в сравнении с допустимым дисбалансом.

Для многосекционных центробежных насосов горизонтального и вертикального исполнения, турбогидронасосов, турбонасосов, не имеющих продольного разреза, необходимым условием уравнированности является поэлементная балансировка. Попытка провести уравнивание таких машин балансировкой ротора в сборе, особенно для высокооборотных агрегатов, может привести к резкому увеличению вибронегативности. Как показано в работе [3] после балансировки роторов таких машин и разборки его для организации окончательной сборки, даже при маркировке относительного положения деталей, они могут занять положение, при котором динамическая неуравновешенность может возрасти в несколько раз.

Известно, что спектральные составляющие вибрации лопастных насосов обусловлены гидродинамическими и механическими источниками как собственно динамической машины, в совокупности с двигателем и соединительными элементами привода, так и технологическими несовершенствами механической обработки, организацией предсборочной подготовки и сборки агрегата.

К гидродинамическим источникам вибрации лопастных насосов как известно относятся: вихреобразование в потоке рабочей среды, неоднородность потока, вызывающие пульсации давления, воздушная и паровая кавитации.

Механические источники вибрации насосов связаны как конструкцией и технологией изготовления собственно насоса, так и элементов сопряжения его с приводом и самого привода. Основными источниками первой группы являются неуравновешенные силы инерции вращающихся масс, взаимосвязанные с технологическими и сборочными несовершенствами в сравнении с геометрическим подобием машины, а также колебательными процессами в опорных узлах. Ко второй группе относятся колебательные процессы, связанные с соединительными муфтами, передачами и собственно приводами.

К особенностям лопаточных многосекционных машин следует отнести то, что часть причин их неуравновешенности закладывается при проектировании и является неотъемлемой частью конструкторского исполнения ротора насоса. К таким особенностям следует отнести несимметричное расположение модулей и элементов колес, шпоночных пазов и их относительной ориентации на валу, радиальные и торцевые биения рабочих колес, разброс размеров в пределах посадок сопрягаемых деталей, погрешности балансировки и сборки и т.д. Причем последний фактор в первую очередь зависит от методов снижения вибронегруженности динамических агрегатов, не имеющих горизонтального разьема.

При организации синфазной сборки по результатам балансировки в динамическом режиме колеса комплектуются на валу парами, по положительной разности балансных мер, с распределением их по параболическому закону. Причем вершина параболы положительной разности балансных мер должна располагаться в миделевой части насоса. Такая методика предсборочной подготовки и сборки корпусно-секционных насосов резко уменьшает вибронегруженность машин и увеличивает долговечность их в два-три раза [4].

В результате организации групповых водоотливных комплексов на основе насосов, построенных по разработанным технологическим методам и эксплуатирующихся на шахтах Украины, получены данные, позволяющие оценить уровень вибронегруженности и регрессирования агрегатов за достаточно большой срок их работы -12-16 тыс. часов.

Для примера рассмотрим насосные агрегаты главного водоотлива шахты имени Ф.Э.Дзержинского ГП «Дзержинскуголь» установленные на горизонтах 516 и 916 и представленные пятью насосами ЦНС 300-600 и тремя ЦНС 300-480. Во всех агрегатах проточная часть изменена на узлы и детали, изготовленные по технологии лаборатории шахтного водоотлива НИИГМ имени М.М. Федорова. Рабочие колеса стальные штампованного исполнения, отбалансированы в динамическом режиме с коррекцией неуравновешенных масс по коренному диску фрезеровкой. После составления паспорта на каждое рабочее колесо, формируется совокупность положительных разностей балансных мер, из которой выбирается необходимое количество пар. Далее по разработанной методике организуется сборка ротора (рис.1) агрегата с составлением карты расположения пар колес в машине [2].

По такому же методу организована сборка для насосов главного водоотлива шахт имени М.И. Калинина и «Грудовская» ГП «Донецкуголь», шахты «Відродження» ГП «Львіввугілля» и т.д. Распределение балансных мер соответствующих парам колес для некоторых из насосов приведены на рис.2 и соответственно произведена сборка насосов. Указанные распределения аппроксимированы параболическими зависимостями или уравнениями цепной линии и приведены в табл. 1.

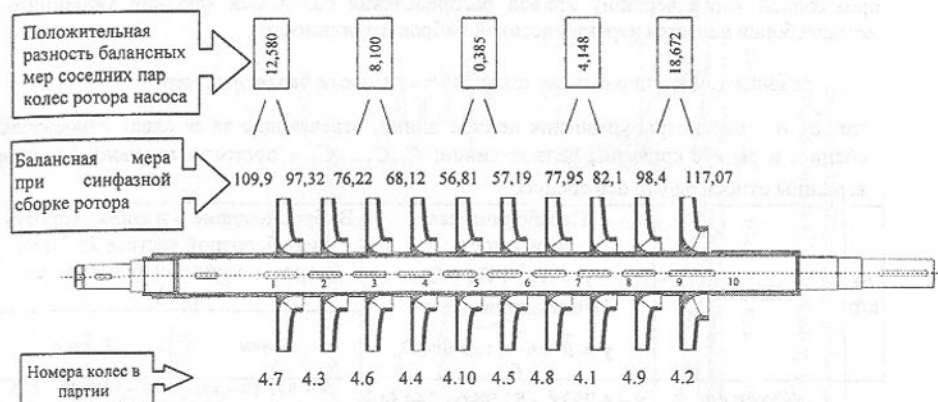


Рис.1. - Схема сборки колес на валу насоса ЦНС 300x600 шахты имени Ф.Э. Дзержинского ГП «Дзержинскуголь» горизонт №516, станционный номер 1

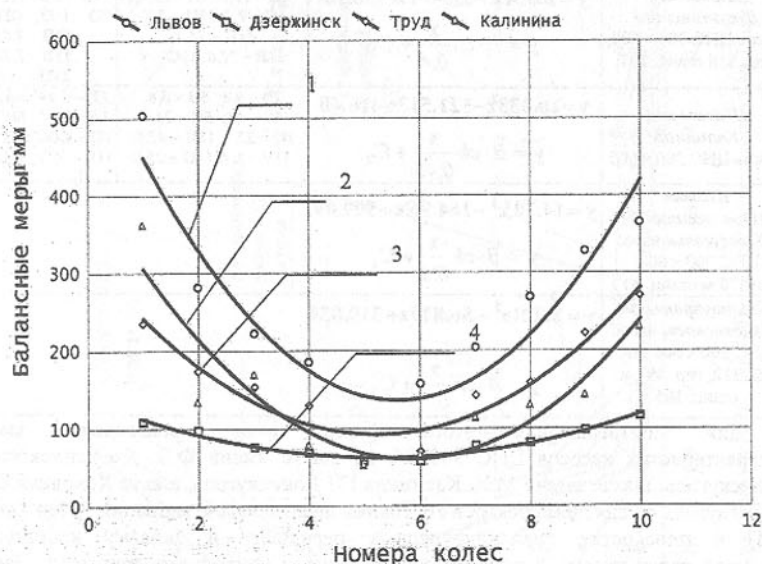


Рис. 2. График распределения балансных мер для рабочих колес (параболическая аппроксимация) насосов типа ЦНС 300-600
1. шахта «Відродження» ГП «Львовуголь» 2. шахта имени М.И. Калинина 3. шахтоуправление «Грудовское» 4. шахта имени Ф.Э. Дзержинского

Как видно из рис.2 и табл. 1 коэффициенты параболы отражают фактор ее пологости и соответственно уровень вибронегруженности агрегата. Спрямоленность

параболы и ее асимптотическое приближение к прямой параллельной оси абсцисс, и проходящей через вершину кривой распределения балансных мер для указанного метода сборки является характеристикой вибронгруженности.

Таблица 1. Функциональная зависимость разности балансных мер

где $\bar{B}$, a – параметры уравнения цепной линии, отвечающие за ее сдвиг относительно абсцисс и радиус кривизны цепной линии; $C_1, C_2, \dots, C_5$ – постоянные сдвига координат вершины относительно оси абсцисс

№ п/п	Шахта	Параболическая зависимость: $y = Ax^2 + Bx + C$; Цепная линия (Ц.л.): $y = \bar{B} \cdot ch \frac{x}{a}$, где $d=1.2$	Вибросмещение S и виброскорость V на оборотной частоте 25 Гц на опорах и в миделевой части (см. рис. 3)	
			S, мкм	V, мм/с
1	Шахта им. Дзержинского Насос ЦНС 300 × 600, гор. 516 станц. №3	$y = 4.953x^2 - 57.084x + 244.669$ $y = \bar{B} \cdot ch \frac{x}{0.6} + C_1$	1В – 8,8; 5В – 6,5; 1П – 14,3; 5П – 38,8; 1О – 3,9; 2П1 – 5,6; 11П – 76,2; 11В – 5,4; 11О – 7,1	1В – 1,38; 5В – 12,3; 1П – 2,24; 5П – 6,1; 1О – 0,62; 2П1 – 0,88; 11П – 11,97; 11В – 0,66; 11О – 1,34
2	Шахта им. Дзержинского Насос ЦНС 300 × 600, гор. 516 станц. №1	$y = 2.654x^2 - 28.401x + 138.12$ $y = \bar{B} \cdot ch \frac{x}{0.4} + C_2$	1В – 5,2; 5В – 6,5; 1П – 16,5; 5П – 29,7; 1О – 7,2; 2П1 – 5,7; 11П – 74,3; 11В – 17,6; 11О – 9	1В – 0,82; 5В – 1,1; 1П – 2,6; 5П – 4,7; 1О – 1,13; 2П1 – 0,9; 11П – 7,63; 11В – 2,77; 11О – 1,55
3	Шахта им. Калинина Насос ЦНС 300 × 600	$y = 10.433x^2 - 121.513x + 416.40$ $y = \bar{B} \cdot ch \frac{x}{0.45} + C_3$	1В – 9,8; 5В – 8,8; 1П – 4,1; 5П – 21,8; 1О – 32,7; 11П – 47,6; 11В – 5,4; 11О – 25,8	1В – 1,44; 5В – 1,36; 1П – 0,52; 5П – 3,35; 1О – 4,86; 11П – 7,33; 11В – 5,62; 11О – 3,98
4	Шахта «Відродження» ДП «Львівуголь» насос ЦНС 300 × 600, гор. 570 м станц. № 1	$y = 14.703x^2 - 164.96x + 599.09$ $y = \bar{B} \cdot ch \frac{x}{0.5} + C_4$	-	
5	Шахтоуправління «Трудовское», насос ЦНС 300 × 600 зав. №20312, гор. 493 м. станц. №5	$y = 8.291x^2 - 86.817x + 319.839$ $y = \bar{B} \cdot ch \frac{x}{0.7} + C_5$		

Для подтверждения этого факта были произведены замеры виброхарактеристик насосов ЦНС 300-600 на шахте имени Ф.Э. Дзержинского ГП Дзержинскуголь, шахте имени М.И. Калинина ГП Донецкуголь, шахте Холодная Балка ГП Макеевуголь со снятием спектров колебаний анализатором вибрации 795М (датчик ДН-3М) в плоскостях перпендикулярных переднему и заднему кронштейну, центральной части насоса, а также соответственно у приводного двигателя. Причем виброхарактеристики записывались в диапазоне частот от 0 до 200 Гц и от 0 до 400 Гц.

В табл. 1 приведены для сравнения виброскорости и вибросмещения девяти точек, в которых проведены замеры, и нормируемые величины виброскоростей для указанного насоса. Аналогичные замеры проведенные для насосных агрегатов постройки лаборатории шахтного водоотлива НИИГМ имени М.М. Федорова полностью подтвердили исходные предпосылки для принятой методики сборки и распределения положительной разности балансных мер по длине вала [1, 2].

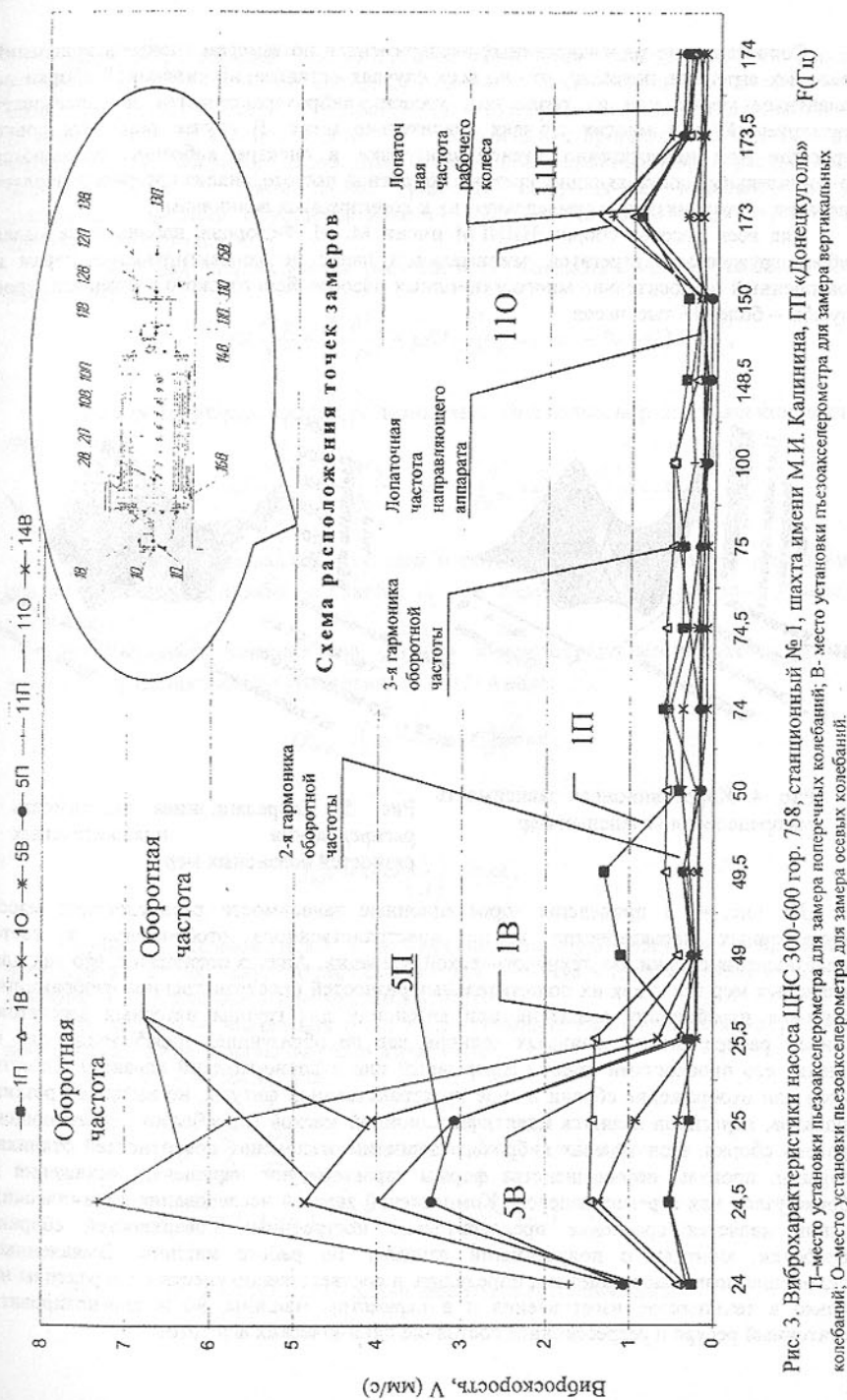


Рис. 3. Виброхарактеристики насоса ЦНС 300-600 гор. 758, стационарный № 1, шахта имени М.И. Калинина, ГП «Донецкуголь»
П – место установки пьезоакселерометра для замера поперечных колебаний; В – место установки пьезоакселерометра для замера осевых колебаний.

Сопоставление многочисленных экспериментов по замерам спектров колебаний насосных агрегатов показали, что во всех случаях организации синфазной сборки по балансным мерам или их разностям, уровень виброхарактеристик не превышает нормируемый, а в многих случаях значительно ниже. В случае разбалансировки агрегатов или недостаточно точной центровки в спектре вибрации появляются дополнительные составляющие, кратные оборотной частоте, анализ которых позволяет оперативно устранять их с приведением их к нормируемым величинам.

Для всех насосов сборки НИИГМ имени М. М. Федорова, наблюдается малая вибронегативность агрегатов, минимальный износ по контактирующим парам и повышенный (относительно многосекционных насосов Ясногорского машзавода) срок службы – более 16 тыс. часов.

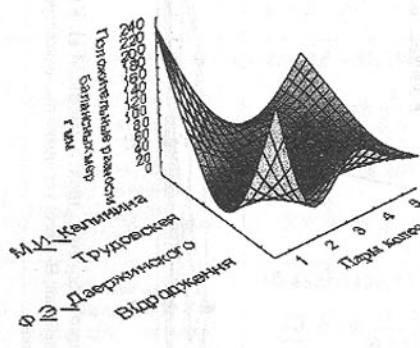


Рис. 4. Корреляционная зависимость распределения балансных мер

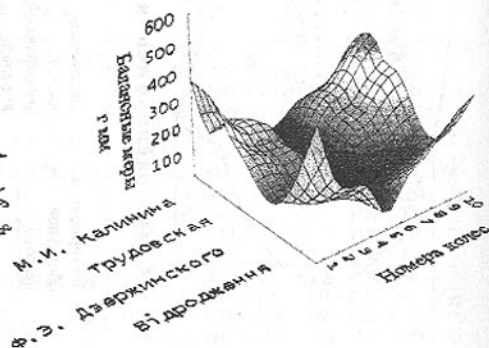


Рис. 5. Корреляционная зависимость распределения положительных разностей балансных мер

На рис. 4, 5 приведены корреляционные зависимости распределения масс-центровочных характеристик и их пространственного отображения в свете представления сборки как технологической операции. Анализ показывает, что как для балансных мер так и для их положительных разностей пространственное изображение близко к параболоиду вращения или катеноиду для группы насосных агрегатов. Причем распределение значимых величин как по образующей параболоида, так и сечение его плоскостями имеет непрерывный или кусочно-гладкий характер. То есть образ или отображение сборки в виде пространственной фигуры, не имеющей резких провалов, перегибов является идентификационной маской (прообразом) отражающем уровень сборки. При замерах виброхарактеристик отклонение поверхностей отклика, разрывы, провалы несовершенства формы характеризуют нарушения, искажения в сборке узлов или агрегата в целом. Комплексной задачей исследования динамических машин является сравнение предварительно построенных поверхностей сборки, обработки, монтажа с полученными данными по работе машины. Выявленные отклонения позволяют наметить, определить и соответственно внести в коррективы не только в технологию изготовления и в параметры машины, но и прогнозировать остаточный ресурс и регрессионное состояние динамических агрегатов.

Задача прогнозирования ресурса работы динамических машин напрямую связана с теоретическим анализом вибронегативности таких машин и возможностью сравнения теоретических колебаний с экспериментальными данными. Из вышеприведенного анализа понятно, что динамические прогибы вала под действием возмущающей нагрузки адекватны уравнениям, описывающим распределение балансных мер. В таком случае уравнение вынужденных колебаний вала с дискретными массами [6] установленными с равномерным шагом на валу с учетом сил затухания можно записать:

- для случая аппроксимации распределения балансных мер по параболической зависимости:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = (Ax^2 + Bx + C) \sin \omega t, \quad (1)$$

- для случая аппроксимации распределения балансных мер по уравнению цепной линии:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = \bar{B} \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{x}{a} \right) \sin \omega t, \quad (2)$$

где EJ – жесткость вала; F – площадь поперечного сечения вала; γ – вес единицы объема; μ – коэффициент затухания; a, b – параметры, описывающие уравнение цепной линии.

Интенсивность внешних сил $Q'_{\text{вот}}$, в общем случае переменная во времени величина, представленная в уравнениях (1) и (2) в виде:

$$Q'_{\text{вот}} = (Ax^2 + Bx + C) \sin \omega t, \quad (3)$$

или

$$Q'_{\text{вот}} = \bar{B} \operatorname{ch} \left(\frac{x}{a} \right) \cdot \sin \omega t, \quad (4)$$

Первый из сомножителей в скобках характеризуют нагрузку в продольном направлении, т.е. по валу, второй сомножитель – возмущающую нагрузку от привода агрегата; ω – угловая частота возмущающей нагрузки;

Для получения выражения (3) в виде гармонических составляющих разложим продольную составляющую нагрузки в ряд Фурье:

При $-l < x < +l$ имеем для

$$Q_{\text{вот}} = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos kx + b_k \sin kx) = Ax^2 + Bx + C = \frac{Al^2}{3} + C + 4A \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\cos kx}{k^2} - 2B \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\sin kx}{k}, \quad (5)$$

где $k = n\pi/l$; $n = 1, 2, 3, \dots$; $2l$ – длина вала ротора турбомашин.

Для возмущающей нагрузки с аппроксимацией продольных сил по уравнению цепной линии:

$$Q_{\text{воз}} = \bar{B} \cdot ch\left(\frac{x}{a}\right) = \bar{B} \cdot \frac{2}{a} sh\left(\frac{l}{a}\right) \cdot \left(\frac{1}{2\left(\frac{1}{a}\right)^2} - \frac{\cos x}{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + 1^2} + \frac{\cos 2x}{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + 2^2} - \frac{\cos 3x}{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + 3^2} + \dots \right), \quad (6)$$

В таком случае уравнение колебаний вала под действием возмущающей нагрузки (5) приобретет вид:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = \left[\frac{Al^2}{3} + C + 4A \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\cos kx}{k^2} - 2B \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\sin kx}{k} \right] \sin \omega t, \quad (7)$$

для нагрузки в виде (6):

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = \left[\bar{B} \cdot \frac{2}{a} sh\left(\frac{l}{a}\right) \cdot \left(\frac{1}{2\left(\frac{1}{a}\right)^2} - \frac{\cos x}{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + 1^2} + \frac{\cos 2x}{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + 2^2} - \frac{\cos 3x}{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + 3^2} + \dots \right) \right] \sin \omega t, \quad (8)$$

Решение уравнений (7, 8) методом Галеркина Б.Г. [7] полностью описывает колебания роторов динамических турбомашин, в том числе и в корпусно-секционных насосах при действии переменной во времени нагрузки для системы с дискретно расположенными массами.

Выводы

1. Разработаны технологические методы и подходы при производстве деталей и узлов насосных агрегатов с нормированием несовершенств, а также технология сборки динамических машин позволяющие создать систему отображения их в виде поверхностных функциональных структур.

2. Методика синфазной сборки корпусно-секционных машин, основой которой служит балансировка деталей в динамическом режиме позволила осуществить разработку и внедрение машин малой вибронегруженности и повышенного ресурса. В настоящее время насосы, созданные по разработанной технологии имеют ресурс до 16–18 тыс. часов.

3. Анализ функций распределения балансных мер и их адекватности функции нагрузки показывает, что в качестве возмущающих сил математическое описание вынужденных колебаний роторов динамических турбомашин с учетом затухания

может быть принята функция параболического вида, эквидистантная функции распределения балансных мер.

Список литературы: 1. Алиев Н. А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірничо - електромеханічна. - Вип. 51. - Донецьк. 2002. - с. 3 - 9. 2. Алиев Н.А., Бондарь Ю.В., Исаев А.Е. Технология и методика изготовления и сборки многосекционных шахтных насосов горизонтальной и вертикальной компоновки малой вибронегруженности // Международный сборник научных трудов. - Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Вип. 24. - Донецьк, 2003.-с. 3-12. 3. Алиев Н.А. Метод нормирования технологических несовершенств при механической обработке рабочих колес многосекционных шахтных машин: Сборник научных трудов / НГУ. - Днепропетровск, 2003. №17, Т.2., с. 214-224. 4. Алиев Н.А., Бондарь Ю.В. Нормирование точности балансировки рабочих колес многосекционных центробежных насосов. // Труды международной научно-технической конференции «Горная энергомеханика и автоматика» г.Донецк 2003г. Т.1. с.5-9 5.Грядущий Б.А., Алиев Н.А., Бондарь Ю.В. Корреляционно-статистический метод оценки остаточного ресурса шахтных машин динамического действия. Сборник научных трудов. /НГУ. Днепропетровск 2003. -№17.- Т.2. - с. 16-30 6. Крылов А.Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики, имеющих приложение в технических вопросах. Изд-во АН ССР. Л., 1932г. 7. Галеркин Б.Г. Упругие тонкие плиты. Госстройиздат, Ленинград.1933; Собрание сочинений, том 1 (1952); том 2(1953). Изд-во АН СССР, Москва.

Сдано в редакцию 15.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ИЗОЛЯЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАЛОМЕРНЫХ СУДОВ

Андреев А.А., Авдеева Я.Л. (ХФ УГМТУ, г. Херсон, Украина)

The main calculation methods and the particularities of heat insulating and materials, which are typical for small-size vessels, are presented in the article.

Назначение судовой изоляции состоит в уменьшении теплопритоков летом и теплопотерь зимой через ограждающие конструкции помещений. В холодное время изоляция также предохраняет внутреннюю поверхность стен от отпотевания. Обоснованный выбор и достоверный расчет изоляции являются одной из первостепенных задач при проектировании судов, в том числе и маломерных. Особое значение точное определение коэффициента теплопередачи изоляционных конструкций имеет для правильного расчета наружных теплопритоков (теплопотерь) и подбора судовой системы кондиционирования воздуха требуемой тепловой мощности.

Особенности маломерного судостроения в этом вопросе проявляются прежде всего в отличиях в применяемых изоляционных материалах и изоляционных конструкциях. Изоляционные материалы, которые применяются в маломерном судостроении, должны отвечать таким требованиям как низкая теплопроводность, малая плотность, высокая прочность, однородность механических качеств и

физических свойств материала по различным направлениям, малая гигроскопичность, простота механической обработки заполнителей, хорошая адгезия к оболочке, негорючесть, высокие звукоизоляционные качества, коррозионная стойкость, обеспечение технологичности изготовления конструкции [1].

В качестве изоляционных материалов при постройке маломерных судов применяют пенопласт, бальзу, минеральный войлок, стеклошерсть (бывает в виде войлочных матов различной плотности, пропитанных синтетической смолой), пробку в прессованных листах, экспанзит, пенополиуритан, полиуритановую сухую пену, напыляемую на поверхность [2]. Характеристики ряда теплоизоляционных, отделочных и конструкционных материалов приведены в табл. 1.

Целью данной работы является разработка методики расчета изоляционных конструкций маломерных судов и синтез их рациональных вариантов. В работе планируется решить следующие задачи: исследовать некоторые параметры применяемых на судах изоляций; разработать методику расчета изоляционных конструкций маломерных судов; выполнить синтез конкретных вариантов изоляционных конструкций судов.

Из изоляционных конструкций в маломерном судостроении часто применяется трехслойная конструкция, примеры которой представлены на рис. 1. Сотовые заполнители, получившие широкое распространение в самолетостроении, применяются и в судостроении. Ребристые и волнистые заполнители имеют значительную массу. Прочность пористых заполнителей определяется прочностью материала заполнителя.

Таблица 1. Характеристики некоторых теплоизоляционных, конструкционных и отделочных материалов [3, 4, 5]

Материал	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Примечание
Изоляционные материалы			
Пенопласт плиточный ПХВ	85...195	0,057	Плиты размером 1000×800×65 мм
Пенопласт ФС-7	100	0,058	
Войлок минеральный	200...250	0,045	
Стеклошерсть	170	0,040	
Бальза	110...140	0,040	Температура разрушения +180 °С
Пробковые плиты	240	0,046...0,052	Плиты 1000×500 мм толщиной 100...120 мм
Пенополиуритан ППУ-3Н	50...80	0,040	
Экспанзит в плитах	180...220	0,045...0,060	Горит и загнивает
Отделочные материалы			
Фанера клееная	600...650	0,15...0,17	
Дерево:			
- сосна и ель (вдоль волокон);	550...620	0,35...0,41	
- то же (поперек волокон)	555...620	0,14...0,16	
Линолеум	1180	0,19	
Плитка керамическая	2000	1,05	

Конструкционные материалы

Сталь 45	7810	50...52
Стекло обыкновенное	2500	0,74

Кроме того, при постройке этого класса судов используются и традиционные конструкции (нормальные изоляционные конструкции) судовой изоляции (см. рис. 2) и изоляция с воздушной прослойкой (рисунок и пример расчета такой конструкции приведен дальше в тексте).

Теоретические основы и практические методы расчета судовых изоляционных конструкций достаточно полно представлены в [3, 6, 7 и др.], а в данной статье рассматриваются конкретные примеры расчета коэффициентов теплопередачи для наиболее часто встречающихся изоляционных конструкций маломерных судов. Эта методика была успешно апробирована при проектировании систем кондиционирования воздуха для нескольких проектов крейсерских яхт [8].

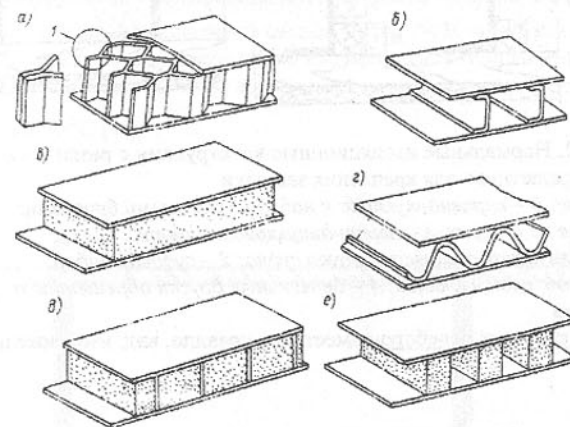


Рис. 1. Типы заполнителей трехслойной конструкции
а – сотовый; б – ребристый; в – пористый (монокристаллический); г – волнистый (гофрированный); д – пористый, армированный ребрами жесткости; е – пористый в виде отдельных элементов-брусков

Коэффициент теплопередачи такой изоляционной конструкции рассчитывают по формуле, Вт/(м²·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{вн2}}},$$

где $\alpha_{вн1}$ и $\alpha_{вн2}$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно от воздуха внутри помещения к стенке и от стенки к воздуху снаружи помещения, Вт/(м²·К). Их значения можно принимать $\alpha_{вн1} = \alpha_{вн2} = 8...12$ Вт/(м²·К) [9].

Коэффициенты теплопроводности материалов λ_i определяются по табл. 1 или справочным данным [3, 4, 5 и др.].

Бортовая изоляция. Изоляция подволока. Их конструкция может быть выполнена так, как на рис. 2, а.

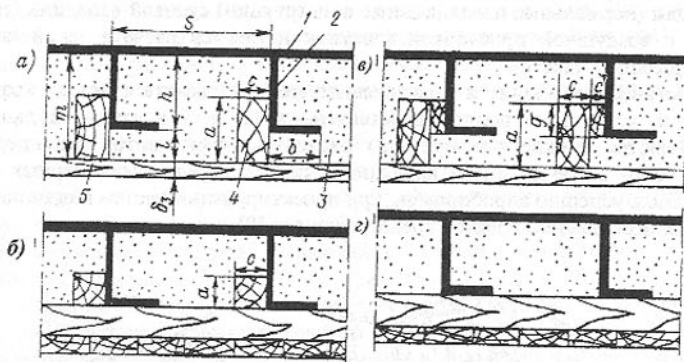


Рис. 2. Нормальные изоляционные конструкции с различным расположением брусков обрешетки для крепления зашивки

а – боковое; б – перпендикулярно к набору с боковыми брусками;
в – боковое на сухарях; г – перпендикулярно к набору;
1 – металлическая обшивка корпуса судна; 2 – судовой набор;
3 – основной слой изоляции; 4 – деревянные бруски обрешетки;
5 – зашивка

Изоляция каютных переборок имеет, как правило, вид, изображенный на рис. 3.



Рис. 3. Конструкция изоляции каютных переборок

δ_m – толщина металлической переборки;
 δ_i – толщина зашивки

Такая изоляционная конструкция характеризуется следующими величинами набора:

S – размер шпации;
 m – толщина изоляции;
 δ_3 – толщина зашивки (например, фанера клееная);
 h – высота шпангоута;
 b – ширина полки шпангоута;
 c – ширина деревянного бруска;
 l – толщина изоляции под полкой набора.

Коэффициент теплопередачи можно рассчитать по методу К.Я. Жилинского [6],

Вт/(м²·К),

$$k = \frac{\lambda_{из}}{S} \left(\frac{S}{m'} + \Delta a + \eta \right),$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м·К); определяется по табл. 1 или по справочным данным [3, 4, 5 и др.];

Δa и η – коэффициенты, которые находятся по графикам [6, рисунки 11 и 12].

Приведенная толщина изоляции m' находится по формуле, м,

$$m' = m + \left(\frac{\lambda_{из}}{\lambda_3} \right) \cdot \delta_3,$$

где λ_3 – коэффициент теплопроводности материала зашивки, Вт/(м·К).

Конструкция изоляции днища представлена на рис. 4. В такой, как и в ряде других изоляционных конструкций, для уменьшения коэффициента теплопередачи применяют воздушные прослойки, имея в виду плохую теплопроводность воздуха ($\lambda_{возд} = 0,0259$ Вт/(м·К) при 20 °С [4]).

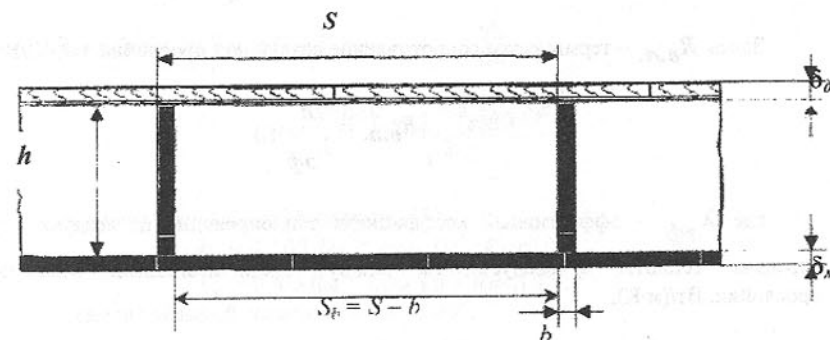


Рис. 4. Конструкция изоляции днища

S – ширина шпации; h – толщина воздушной прослойки; b – ширина полки шпангоута; δ_0 – толщина деревянной зашивки; δ_m – толщина металла корпуса судна

Однако это предположение справедливо лишь для герметически закрытых прослоек. В противном случае через них продувается воздух и создаются более благоприятные условия для теплопередачи, чем если бы эти прослойки были заполнены не воздухом, а твердым изоляционным материалом с более высоким коэффициентом теплопроводности. На судах же, как правило, не удастся обеспечить полную герметичность воздушных прослоек из-за вибрации и деформации корпуса, наличия различных деталей, прорезающих изоляцию (подвесок, труб и т.д.) [7].

Общий коэффициент теплопередачи конструкции можно определить согласно правилу аддитивности по двум зонам.

Коэффициент теплопередачи через металлические конструкции элемента днища (первая зона), Вт/(м²·К),

$$k_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta_M + h}{\lambda_M} + \frac{\delta_\partial}{\lambda_\partial} + \frac{1}{\alpha_{BH}}},$$

где α_H – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности обшивки к заборной воде, Вт/(м²·К); он лежит в пределах $\alpha_H = 4600 \dots 11600$ Вт/(м²·К) [7];

α_{BH} – коэффициент теплоотдачи от воздуха помещения к поверхности зашивки, Вт/(м²·К); принимают $\alpha_{BH} = 8 \dots 12$ Вт/(м²·К) [9];

λ_∂ – коэффициент теплопроводности зашивки, Вт/(м·К).

Коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции с воздушной прослойкой (вторая зона), Вт/(м²·К),

$$k_{HM} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + R_{в.п.} + \frac{\delta_\partial}{\lambda_\partial} + \frac{1}{\alpha_{BH}}}.$$

Здесь $R_{в.п.}$ – термическое сопротивление воздушной прослойки, (м²·К)/Вт,

$$R_{в.п.} = \frac{h}{\lambda_{эф}},$$

где $\lambda_{эф}$ – эффективный коэффициент теплопроводности воздуха с учетом передачи теплоты лучеиспусканием между ограничивающими поверхностями прослойки, Вт/(м·К),

$$\lambda_{эф} = \lambda_{эКв} + \alpha_L \cdot h.$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности воздуха $\lambda_{эКв}$, Вт/(м·К), учитывает перенос теплоты через воздушную прослойку как теплопроводностью, так и естественной конвекцией (циркуляционные токи),

$$\lambda_{эКв} = \lambda_{возд} \cdot \epsilon_K,$$

где $\lambda_{возд}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);

ϵ_K – поправка на свободную конвекцию.

При температуре верхней стенки больше нижней, т.е. когда температура в помещении t_n больше температуры заборной воды $t_{зв}$ (зимний период года), а также при значении числа Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr < 1000$$

теплота переносится только теплопроводностью и значение $\epsilon_K = 1$ [5].

Для летнего периода года в первом приближении принимаются значения температур на внутренних поверхностях стенок t_{cm2} и t_{cm3} (например, $t_{cm2} = t_{зв} - 0,5$ °С и $t_{cm3} = t_n + 1,5$ °С).

Далее по [4, 5 и др.] находятся теплофизические свойства воздуха при средней температуре воздушной прослойки, °С,

$$t_{cp} = (t_{cm2} + t_{cm3})/2;$$

коэффициент теплопроводности $\lambda_{возд}$, Вт/(м·К);

коэффициент кинематической вязкости ν , м²/с;

число Прандтля Pr ;

коэффициент температурного расширения, К⁻¹,

$$\beta = \frac{1}{t_{cp} + 273,15}.$$

Вычисляются числа Грасгофа и Релея.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cm2} - t_{cm3}) \cdot h^3}{\nu^2}$$

Рассчитывается поправочный коэффициент ϵ_K [5]:

$$\epsilon_K = 0,105 \cdot Ra^{0,3} \text{ при } 10^3 < Ra < 10^6;$$

$$\epsilon_K = 0,40 \cdot Ra^{0,2} \text{ при } 10^6 < Ra < 10^{10}.$$

Определяется удельный тепловой поток, Вт/м²,

$$q = \frac{\lambda_{эКв}}{h} \cdot (t_{cm2} - t_{cm3})$$

и находятся температуры стенок, °С,

После этого уточняется средняя температура воздушной прослойки и расчет повторяется.

Коэффициент теплоотдачи излучением α_L находится по формуле, Вт/(м²·К),

$$t_{cm3} = t_n + q \left(\frac{1}{\alpha_{BH}} + \frac{\delta_\partial}{\lambda_\partial} \right);$$

$$t_{cm2} = t_{cm3} + q \frac{h}{\lambda_{эКв}}.$$

$$\alpha_n = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \Theta,$$

где ε_n – приведенная степень черноты рассматриваемой системы поверхностей;
 C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴); $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴) [5];

Θ – температурный коэффициент, К³.

Температурный коэффициент Θ равен, К³,

$$\Theta = \frac{\left(\frac{T_{cm2}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{cm3}}{100}\right)^4}{t_{cm2} - t_{cm3}},$$

где T_{cm2} и T_{cm3} – абсолютные температуры внутренних поверхностей стен, К.

Приведенная степень черноты рассматриваемой системы, состоящей из двух параллельных поверхностей,

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1},$$

где ε_1 и ε_2 – степени черноты поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене; они зависят от свойств и окраски поверхности; принимаются по [5 и др.].

Общий коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции, Вт/(м²·К),

$$k = \frac{k_m \cdot b + k_{nm} \cdot S_b}{S}.$$

Таким же образом (но без учета конвективной составляющей – $\varepsilon_k = 1$) рассчитывается коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции с воздушной прослойкой для зимнего периода года.

Таблица 2. Основные характеристики проектов крейсерских яхт

Наименование параметра, единица измерения	Наименование проекта яхты	
	"Гидра"	"Светлана"
1. Водоизмещение, м ³	11	9
2. Длина наибольшая, м	14,0	11,3
3. Ширина, м	3,9	3,0
4. Осадка, м	1,8	1,1
5. Количество винтов	2	1
6. Количество палуб	1	1
7. Количество кают	3	3

8. Число спальных мест	9	9
9. Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К):		
- переборок кают	3,48	4,00
- борта	2,18	1,80
- днища*	2,90/2,40	2,10/1,95
- подволока	2,18	1,90
- люка	5,92	5,00
10. Общие теплопритоки в помещения летом, кВт	11,3	9,3
11. Суммарные теплопотери зимой, кВт	5,1	4,0

* Числитель соответствует летнему, а знаменатель – зимнему периоду года

В практических расчетах $R_{6.n.}$, согласно [7], рекомендуют принимать приблизительно равным для вертикальных и горизонтальных воздушных прослоек при направлении теплового потока снизу вверх – 0,09...0,13 (м²·К)/Вт. Для зимнего режима, когда температура внутри помещения значительно превышает температуру окружающей среды (заборной воды) и тепловой поток направлен сверху вниз (что препятствует естественной конвекции), значения $R_{6.n.}$ для горизонтальных прослоек могут приниматься равными 0,13...0,18 (м²·К)/Вт [7].

По приведенной выше методике был произведен расчет коэффициентов теплопередачи судовых изоляционных конструкций при проектировании систем кондиционирования воздуха для крейсерских яхт проекта «Гидра» и яхты самостоятельной постройки «Светлана». В качестве изоляционного материала на них применен пенопласт ФС-7. Основные характеристики проектов, систем кондиционирования воздуха и значения коэффициентов теплопередачи судовых ограждений приведены в табл. 2.

Выводы:

1) судовая изоляция является важнейшим элементом конструкции корпуса: она уменьшает теплопритоки летом и теплопотери зимой, а также предохраняет внутреннюю поверхность стен от отпотевания; достаточная точность расчета коэффициента теплопередачи судовой изоляции необходима для обоснованного подбора судовой системы кондиционирования воздуха;

2) для маломерных судов и яхт характерны особые конструкции изоляции и применяемые изоляционные материалы, которые отличаются от крупных судов;

3) рассмотрены особенности и примеры расчета наиболее часто встречающихся конструкций изоляции маломерных судов;

4) данная методика апробирована при расчете требуемой холодопроизводительности термоэлектрических систем кондиционирования воздуха для яхт проекта «Гидра» и крейсерской яхты самостоятельной постройки водоизмещением 9 м³.

Список литературы: 1. Справочник по малотоннажному судостроению/ Сост. Б.Г. Мордвинов. – Л.: Судостроение, 1988. – 576 с. 2. Рейнке К., Лютен Л., Мус И. Постройка яхт: Пер с нем. – Л.: Судостроение, 1982. – 368 с. 3. Судовые холодильные установки/ Ю.В. Захаров, А.А. Лехмус, А.А. Сирота, Ф.А. Чегринцев. – Л.: Судостроение, 1986. – 256 с. 4. Богданов С.П., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.:

Агропромиздат, 1985. — 208 с. 5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоиздат, 1981. — 416 с. 6. Жилинский К.Я. Теплоизоляция судовых рефрижераторных помещений (современные методы расчета). — Л.: Судостроение. 1966. — 104 с. 7. Нестеров Ю.Ф. Теория и расчет судовой тепловой изоляции. — Л.: Судостроение, 1973. — 440 с. 8. Андреев А.А., Авдеева Я.Л. Перспективы использования термоэлектрических охлаждающих устройств для яхт и маломерных судов// Кораблестроение: освіта, наука, виробництво: Матеріали міжнародної конференції: В 2 т. -Миколаїв: УДМТУ, 2002. — Т. II. — С. 194-196. 9. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — 3-е изд., перераб. и доп. — СПб.: Судостроение, 1994. — 504 с.

Сдано в редакцию 27.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С ПАРАМЕТРИЧЕСКИМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОГРАНИЧЕННОЙ МОЩНОСТИ

Беловодский В.Н. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

Mathematical model of a two-masses vibrating machine under parametrical excitation of bounded capacity is considered. With use of average method its dynamics is analysed. Stability of its stationary movements is investigated. Comparative analyse of power consumption of filtering centrifuges with parametrical and eccentrical drives is produced.

Постановка задачи. Различают четыре способа возбуждения колебаний: силовой, кинематический, автоколебательный и параметрический. Если первые три из них нашли применение в вибрационной технике, то использование последнего ограничено до сих пор экспериментальными исследованиями. Отчасти данное обстоятельство можно объяснить общепринятым мнением об опасности параметрических колебаний, — в ряде случаев их «несанкционированное» возбуждение приводило к серьезным авариям и катастрофам [1], отчасти, — отсутствием технически простых и безусловно приемлемых, как, например, силовой, способом их реализации. Вместе с тем, анализ динамических систем с параметрическим возбуждением показывает, что они обладают рядом свойств, представляющих несомненный интерес для вибрационной техники. Это, в частности, экспоненциальный, в отличие от линейного при силовом или кинематическом, характер нарастания амплитуды колебаний, что позволяет осуществлять ускоренный выход на стационарный режим, это и удобный, при наличии буферных ограничений хода, механизм регулирования амплитудой колебаний путем изменения зазоров [2], это, наконец, и возможность возбуждения колебаний вследствие неустойчивости положения покоя.

Последнее свойство особенно интересно тем, что появляется возможность производить разгон двигателя в режиме холостого хода, а возбуждение колебаний осуществлять в зоне его номинальных вращений. Это в свою очередь существенно снижает требования к пусковому моменту двигателя, что позволяет надеяться и на снижение энергоемкости вибромашины в целом. Целью данной работы является изложение результатов теоретического анализа этой возможности. Они базируются на предварительном математическом моделировании стационарных движений вибромашины с параметрическим возбуждением ограниченной мощности.

Принципиальная схема вибромашины. Приводится на рисунке 1. Она содержит раму 1 и рабочий орган 2, основные 3 и опорные 4 упругие связи. Параметрическое возбуждение создается с помощью анизотропных блоков 5 [3], выполненных в виде

упругих элементов 6, закрепленных на валу 7 и через полумуфты 8, соединенных со средней частью вала 9. Вследствие различной жесткости упругих элементов 6 на сжатие и сдвиг (или изгиб) при вращении вала двигателя жесткость параметрического блока, и упругой системы в целом, изменяется. За один оборот вала она изменяется дважды. В том случае, когда частота пульсации жесткости, например, в два раза превосходит одну из собственных частот системы и происходит возбуждение параметрических колебаний. Подобрать теперь параметры вибромашины таким образом, чтобы номинальная частота вращения ведущего вала или вала двигателя (при отсутствии переходных муфт) равнялась, например, второй собственной ее частоте мы и получим достижение отмеченного эффекта, — возбуждения колебаний в зоне номинальной скорости вращения двигателя. Заметим, что максимальное снижение пусковых нагрузок и разгон двигателя в режиме холостого хода достигается тогда, когда в положении покоя масса рабочего органа уравновешивается деформацией основных упругих связей. Это здесь и далее предполагается. Описанная схема реализации параметрического возбуждения была апробирована экспериментально на кафедре «Обогащение полезных ископаемых» ДонНТУ под руководством доцента Н.В.Сухина.

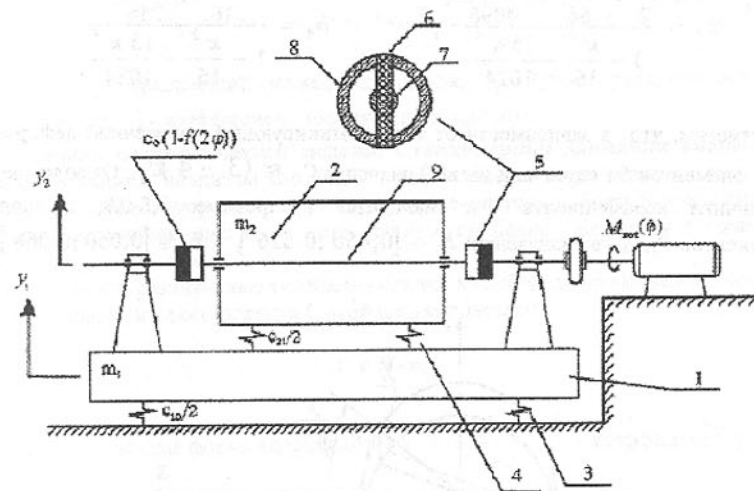


Рис. 1. Принципиальная схема вибромашины

Расчетная схема параметрического блока. Приводится на рисунке 2. Разложим вертикальную деформацию y параметрического блока на продольную y_1 и тангенциальную y_2 , составляющие. Обозначим через c_1, c_2 суммарные жесткости приводных упругих элементов в продольном и поперечном направлениях, через ϕ — угол поворота их осей. Тогда, учитывая, что $y_1 = y \sin \phi$, $y_2 = y \cos \phi$, для вертикальной составляющей упругой силы привода получим выражение:

$$F_p = - \sqrt{\frac{c_1^2 + c_2^2}{2}} \cdot (1 - \kappa \cos 2\phi)^{1/2} \cdot y,$$

где

$$\kappa = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2 + c_2^2}.$$

Далее, разложим в ряд полученное соотношение и проведем сравнительный анализ амплитуд гармонических составляющих разложения. В результате придем к заключению, что практический интерес представляет учет не более двух гармоник. В этом случае

$$F_p = -c_0 (1 - f(2\varphi))y,$$

где

$$f(2\varphi) = b_2 \cos 2\varphi + b_4 \cos 4\varphi,$$

$$c_0 = \sqrt{\frac{c_1^2 + c_2^2}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{16}\kappa^2 - \frac{15}{1024}\kappa^4\right),$$

$$b_2 = \frac{\frac{\kappa}{2} + \frac{3\kappa^3}{64} + \frac{70\kappa^5}{4096}}{1 - \frac{\kappa^2}{16} - \frac{15\kappa^4}{1024}},$$

$$b_4 = \frac{\frac{\kappa^2}{16} + \frac{5\kappa^4}{256}}{1 - \frac{\kappa^2}{16} - \frac{15\kappa^4}{1024}}.$$

Отметим, что в зависимости от типа доминирующей поперечной деформации упругих элементов 6 (сдвиг или изгиб) значения $c_1 \approx (3-4)c_2$. Отсюда следует, что величина коэффициента κ находится в пределах 0,8-0,9, а значения коэффициентов b_2, b_4 в диапазонах: $b_2 \in [0,450; 0,526]$, $b_4 \in [0,050; 0,068]$.

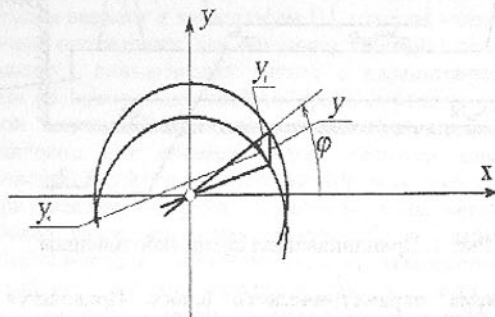


Рис. 2. Расчётная схема параметрического блока

Математическая модель движения вибромашины. Рассмотрим вертикальные перемещения вибромашины относительно положения равновесия. При составлении математической модели примем допущения обычные для динамических расчетов вибромашин различного технологического назначения [4]. Рабочий орган и раму будем считать абсолютно твердыми телами, массу упругих элементов, незначительной. Будем предполагать, что сопротивление в системе сосредоточено в

упругих связях и подшипниках привода. Сопротивление в упругих связях пропорционально скорости их деформации с коэффициентом μc , где c — коэффициент жесткости, μ — коэффициент поглощения энергии в упругих связях, а момент сопротивления в подшипниках пропорционален силе динамического давления в них. Используя, далее, принцип Даламбера и теорему об изменении момента количества движения, получим три дифференциальных уравнения второго порядка, которые в матричной форме можно представить в виде

$$\begin{cases} M\ddot{Y} + CY = F_0(Y, \dot{Y}, \varphi) \\ I\ddot{\varphi} = \Phi_0(Y, \dot{Y}, \varphi, \dot{\varphi}) \end{cases} \quad (1)$$

где

$$F_0(Y, \dot{Y}, \varphi) = -\mu(C + c_0 f(2\varphi)D)\dot{Y} + c_0 f(2\varphi) \cdot DY, \\ \Phi_0(Y, \dot{Y}, \varphi, \dot{\varphi}) = M_{rot}(\dot{\varphi}) - r_{\Sigma} f_0 c_0 (1 - f(2\varphi)) \cdot |E(Y + \mu\dot{Y})|,$$

$$M = \begin{pmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_1 \end{pmatrix}, \quad C = \begin{pmatrix} c_{21} + c_0 & -c_{21} - c_0 \\ -c_{21} - c_0 & c_{21} + c_0 + c_{10} \end{pmatrix}, \quad Y = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix}, \quad E_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ -1 \end{pmatrix}, \quad D = \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix},$$

здесь $M_{rot}(\dot{\varphi})$ — вращающий момент двигателя, r_{Σ} — сумма радиусов ведущего и ведомого валов, f_0 — коэффициент трения в подшипниках.

Анализ математической модели. Стационарные движения вибромашины. Ниже ограничимся анализом колебаний в зоне главного параметрического резонанса, соответствующего второй собственной частоте системы. Ему соответствует более широкая резонансная зона и по этой причине он более интересен с точки зрения практической реализации.

Учтем, что резонансные колебания близки к свободным и приведем систему (1) к двум уравнениям второго порядка. С этой целью положим

$$Y = H \cdot u, \quad (2)$$

где

$$H = \begin{pmatrix} 1 \\ \eta \end{pmatrix} - \text{собственная форма колебаний, } \eta = \frac{c_{21} + c_0 - m_2 \omega_2^2}{c_{21} + c_0} - \text{коэффициент формы,}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{((c_{21} + c_0) \cdot (m_1 + m_2) + c_{10} m_2) + \sqrt{((c_{21} + c_0) \cdot (m_1 + m_2) + c_{10} m_2)^2 - 4m_1 m_2 c_{10} (c_{21} + c_0)}}{2m_1 m_2}}.$$

вторая собственная частота системы, u — неизвестная функция времени.

Подставим теперь (2) в (1), учтем $\omega_2^2 M H = C H$, умножим матричное уравнение системы (1) слева на H^T , где символ T означает транспонирование, и обозначим $H^T M H = m_2 + \eta^2 m_1 = m$. Тогда после введения малого параметра ε получим

$$\begin{cases} \ddot{u} + \omega_2^2 u = \varepsilon F_1(u, \dot{u}, \varphi) \\ \ddot{\varphi} = \varepsilon \Phi_1(u, \dot{u}, \varphi, \dot{\varphi}) \end{cases} \quad (3)$$

где

$$\varepsilon F_1 = \varepsilon \{ \sigma_2 y + \sigma_3 f(2\varphi) + \sigma_4 f(2\varphi) y \}, \quad \varepsilon \sigma_2 = -\mu \omega_2^2, \\ \varepsilon \sigma_3 = \frac{\mu c_0 (1-\eta)^2}{m}, \quad \varepsilon \sigma_4 = \frac{c_0 (1-\eta)^2}{m},$$

$$\varepsilon F_1 = \frac{1}{I} \{ M_{rot}(\dot{\varphi}) - r_{\Sigma} f_0 c_0 (1-f(2\varphi)) \cdot (1-\eta) (y + \mu \dot{\varphi}) \}.$$

Дальнейший анализ уравнений (3) проведем с помощью метода усреднения [5]. Положим $u = a \cos(\varphi + \xi)$, $\dot{u} = -a\omega \sin(\varphi + \xi)$. Тогда с учетом первого из уравнений (3), получим

$$\begin{cases} \dot{a} \cos(\varphi + \xi) - (\dot{\varphi} + \dot{\xi}) a \sin(\varphi + \xi) = -a\omega_2 \sin(\varphi + \xi) \\ \dot{a} \omega_2 \sin(\varphi + \xi) + (\dot{\varphi} + \dot{\xi}) a \omega_2 \cos(\varphi + \xi) = a\omega_2^2 \cos(\varphi + \xi) - \varepsilon F_1 \end{cases}$$

Разрешая теперь последнюю систему уравнений относительно $\dot{a}$, $\dot{\xi}$ и присоединяя второе из уравнений (3), получим

$$\begin{cases} \dot{a} = -\frac{\varepsilon}{\omega_2} F_1(a \cos(\varphi + \xi), -a\omega_2 \sin(\varphi + \xi), \varphi) \cdot \sin(\varphi + \xi) \\ \dot{\xi} = (\omega_2 - \dot{\varphi}) - \frac{\varepsilon}{a\omega_2} F_1(a \cos(\varphi + \xi), -a\omega_2 \sin(\varphi + \xi), \varphi) \cdot \cos(\varphi + \xi) \\ \dot{\varphi} = \varepsilon F_1(a \cos(\varphi + \xi), -a\omega_2 \sin(\varphi + \xi), \varphi, \dot{\varphi}). \end{cases} \quad (4)$$

Исключим из уравнений (4) дифференцирование по времени. С этой целью обозначим $\dot{\varphi} = \Omega$ и усредним правые части уравнений (4) по переменной φ на отрезке длины $T = 2\pi$. Опуская технические детали этого процесса, приведем усредненную систему уравнений

$$\begin{cases} \Omega \frac{da}{d\varphi} = -\frac{\varepsilon a}{4\omega_2} \{ -2\sigma_2 \omega_2 + \sigma_3 \omega_2 b_2 \cos 2\xi + \sigma_4 b_2 \sin 2\xi \} \\ \Omega \frac{d\xi}{d\varphi} = (\omega_2 - \Omega) - \frac{\varepsilon}{4\omega_2} \{ -\sigma_2 \omega_2 b_2 \sin 2\xi + \sigma_4 b_2 \cos 2\xi \} \\ \Omega \frac{d\Omega}{d\varphi} = \frac{1}{I} \left\{ M_{rot}(\Omega) - \frac{|a|}{\pi} r_{\Sigma} c_0 (1-\eta) \sqrt{1 + (\mu \omega_2)^2} \cdot \left(1 - \frac{b_2}{3} \cos 2\gamma + \frac{b_4}{15} \cos 4\gamma \right) \right\} \end{cases}$$

где

$$\gamma = \xi + \arctg(\mu \omega_2).$$

Полагая теперь в ней $\frac{da}{d\varphi} = \frac{d\xi}{d\varphi} = \frac{d\Omega}{d\varphi} = 0$ и разрешая эти соотношения, получим расчетные зависимости для параметров a , ξ , Ω стационарных режимов движений

$$|a| = \frac{\pi \cdot M_{rot}(\Omega)}{r_{\Sigma} f_0 c_0 (1-\eta) \cdot \sqrt{1 + (\mu \omega_2)^2} \cdot \left\{ 2 \left(1 - \frac{b_2}{3} \cos 2\gamma + \frac{b_4}{15} (2 \cos^2 2\gamma - 1) \right) \right\}}, \\ \cos 2\xi = \frac{2m\omega_2 (2(\omega_2 - \Omega) - (\mu \omega_2)^2 \omega_2)}{c_0 (1-\eta)^2 b_2 (1 + (\mu \omega_2)^2)}, \quad \sin 2\xi = -\mu \omega_2 \frac{2m\omega_2 (2(\omega_2 - \Omega) + \omega_2)}{c_0 (1-\eta)^2 \cdot b_2 \cdot (1 + (\mu \omega_2)^2)}, \quad (6)$$

$$\Omega_{1,2} = \omega_2 \pm \frac{\omega_2}{4} \sqrt{\left(\frac{c_0 (1-\eta)^2}{m\omega_2^2} b_2 \right)^2 \cdot (1 + (\mu \omega_2)^2) - 4(\mu \omega_2)^2},$$

где

$$\cos 2\gamma = \frac{2m\omega_2 (2(\omega_2 - \Omega) + (\mu \omega_2)^2 \omega_2)}{c_0 (1-\eta)^2 \cdot b_2 (1 + (\mu \omega_2)^2)}.$$

Таким образом, как следует из (6), рассматриваемая система имеет две пары стационарных режимов, отличающихся между собой по фазе на π .

С целью оценки надежности соотношений (6) для одного из вариантов набора параметров вибромашины с использованием пакета Mathcad 6.0 Plus было проведено численное решение уравнений (1) и определение параметров стационарных режимов движений. Сравнительный анализ показал, что различие численных и аналитических результатов как по амплитудам, так и частоте составило не более 1%.

Устойчивость стационарных движений. Анализ устойчивости по первому приближению сводится к анализу знаков действительных частот собственных чисел матрицы

$$B = (b_{ij})_{ij=1,2,3} = \begin{pmatrix} \frac{\partial R_1}{\partial a} & \frac{\partial R_1}{\partial \xi} & \frac{\partial R_1}{\partial \Omega} \\ \frac{\partial R_2}{\partial a} & \frac{\partial R_2}{\partial \xi} & \frac{\partial R_2}{\partial \Omega} \\ \frac{\partial R_3}{\partial a} & \frac{\partial R_3}{\partial \xi} & \frac{\partial R_3}{\partial \Omega} \end{pmatrix}, \text{ где } R_1, R_2, R_3 - \text{ правые части системы уравнений (5),}$$

составленной для невозмущенного движения. Анализ знаков может быть проведен с использованием критерия Рауса-Гурвица, согласно которому необходимым и достаточным условием отрицательности вещественных частей собственных чисел является выполнение условий

$$B_1 > 0, \quad B_3 > 0, \quad B_1 B_2 - B_3 > 0,$$

$$\text{где } B_1 = -\text{tr} B = -b_{11} - b_{22} - b_{33}, \quad B_2 = b_{11} b_{22} + b_{11} b_{33} + b_{22} b_{33} - b_{12} b_{21} - b_{13} b_{31} - b_{23} b_{32},$$

$$B_3 = -\det B = b_{11} b_{23} b_{32} + b_{12} b_{21} b_{33} + b_{13} b_{22} b_{31} - b_{11} b_{22} b_{33} - b_{12} b_{23} b_{31} - b_{13} b_{21} b_{32}.$$

Выполним необходимые дифференцирования и проведем анализ знаков указанных выражений. При этом будем полагать, что стационарные движения происходят в зоне номинальных оборотов двигателя, что соответствует ниспадающему

участку статической характеристики двигателя, т.е. $\frac{dM_{rot}}{d\Omega} < 0$. В итоге придем к следующим заключениям.

1. Правый стационарный режим с частотой
2. $\Omega_2 (\Omega_2 > \Omega_1)$ является неустойчивым.
3. Если значение

$$W = -I\mu\omega_2^2 \cdot \sin 2\gamma \left(\frac{b_2}{3} - \frac{4b_4}{15} \cos 2\gamma \right) - (\omega_2 - \Omega_1) \cdot \left(1 - \frac{b_2}{3} \cos 2\gamma + \frac{b_4}{15} (2 \cos^2 2\gamma - 1) \right) \geq 0,$$

то левый стационарный режим с частотой Ω_1 устойчив при любых значениях $\frac{dM_{rot}}{d\Omega}$. Если же $W < 0$, то устойчивость стационарных колебаний имеет место лишь

при значениях $\frac{dM_{rot}}{d\Omega}$, удовлетворяющих условию $\frac{dM_{rot}}{d\Omega} < \frac{(p+q) - \sqrt{(p-q)^2 - 4r}}{2}$,

$$\text{где } p = -I\mu\omega_2^2, \quad q = \frac{I}{\mu\omega_2^2} \cdot \frac{4a}{\pi} r_{\Sigma} f_0 c_0 (1-\eta) \cdot \sqrt{1 + (\mu\omega_2)^2} \cdot \sin 2\gamma \left(\frac{b_2}{3} - \frac{4b_4}{15} \cos 2\gamma \right),$$

$$r = -\frac{I}{\mu\omega_2^2} \cdot \frac{4a(\omega_2 - \Omega_1)}{\pi} r_{\Sigma} f_0 c_0 (1-\eta) \cdot \sqrt{1 + (\mu\omega_2)^2} \cdot \left(1 - \frac{b_2}{3} \cos 2\gamma + \frac{b_4}{15} (2 \cos^2 2\gamma - 1) \right).$$

Таким образом, устойчивость в левой стационарной точке имеет место лишь при определенных наклонах статической характеристики двигателя. В качестве условия, снимающего такое ограничение следует рассматривать соотношение $W \geq 0$, как условие на выбор момента инерции вращающихся частей вибромашины.

Сравнительный анализ энергоемкости вибрационных машин. Используя полученные расчетные зависимости, можно провести сравнительный анализ мощности необходимой на поддержание стационарных колебаний в вибромашинах с различным типом привода. В качестве примера рассмотрим вибромашину с параметрическим приводом и один из вариантов вибрационной фильтрующей центрифуги ЦВП-1500 с эксцентриковым приводом [4]. Выбранная центрифуга работает в околорезонансном режиме и отличается более высокой экономичностью по сравнению с дебалансной. Принципиальные схемы сравниваемых вибромашин показаны на рисунке 3. Предполагается, что они имеют равные значения инерционных параметров и жесткостей опорных упругих связей, равные собственные частоты, а рабочие органы совершают равные, по амплитуде и частоте, колебания. Значения этих параметров приведены в таблице 1. В случае параметрического привода искомой является жесткость c_0 параметрических блоков, которая выбирается из равенства стационарной частоты Ω_1 рабочей частоте колебаний ω . В обоих случаях расчет мощности N необходимой на поддержание вибраций проводился по формуле [4]

$$N = \frac{\omega \cdot M_{res}}{102 \cdot \eta_p} (\text{кВт}),$$

где ω - рабочая частота колебаний, $\eta_p = 0,95$ - к.п.д. клиноременной передачи, M_{res} - среднее значение момента сопротивлений.

В случае эксцентрикового привода значение

$$M_{res} = M_{res}^{(1)} + M_{res}^{(2)} + M_{res}^{(3)},$$

$$\text{где } M_{res}^{(1)} = \frac{1}{\pi} f_0 c_0 e_0 d h_1, \quad M_{res}^{(2)} = \frac{1}{2} \mu c_0 e^2 \omega, \quad M_{res}^{(3)} = -\frac{1}{2} A c_0 e h_1 \sin(\psi_0 + \gamma_e).$$

Здесь обозначено $e_0 = \sqrt{e^2 + A^2 - 2A \cos \psi_0}$ - амплитуда деформации приводных упругих связей. $A = a_1 + a_2$, где a_1, a_2 - амплитуды колебаний ротора и рамы соответственно. $h_1 = \sqrt{1 + (\mu\omega)^2}$. $\lg \gamma_e = \mu\omega$. ψ_0 - начальная фаза колебаний, определяемая из соотношения $\lg(\psi_0 - \gamma_e) = -\frac{\mu\omega\omega_2^2}{\omega_2^2 - \omega_2}$.

Заметим, что составляющая $M_{res}^{(1)}$ обусловлена трением в подшипниках эксцентрикового привода, составляющие $M_{res}^{(2)}, M_{res}^{(3)}$ - моментами сопротивлений, создаваемых диссипативной и упругой составляющими вынуждающей силы привода.

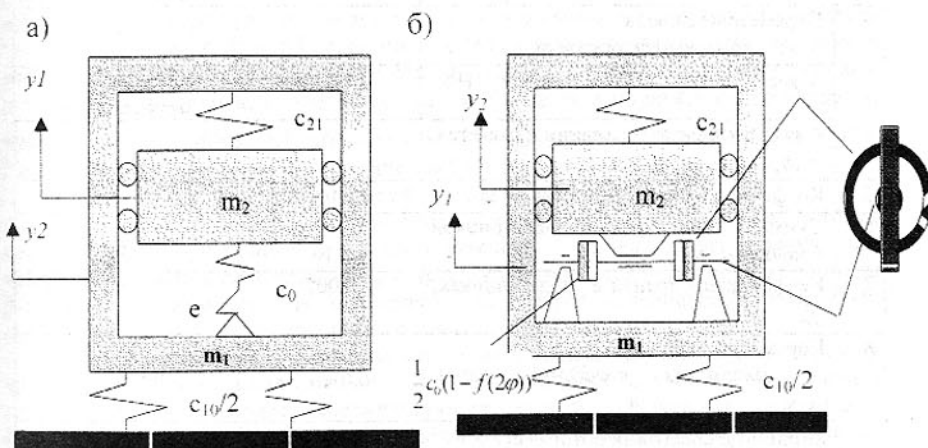


Рисунок 3.1 Принципиальные схемы вибромашин:

- а) с эксцентриковым приводом;
- б) с параметрическим приводом.

В случае параметрического привода среднее значение M_{res} определяется по формуле (см.(6))

$$M_{res} = \frac{a_2}{\pi} d f_0 c_0 (1-\eta) \sqrt{1 + (\mu\omega_2)^2} \cdot \left(1 - \frac{b_2}{3} \cos 2\gamma + \frac{b_4}{15} (2 \cos^2 2\gamma - 1) \right)$$

Выполнив необходимые расчеты приходим к следующим результатам.

Из равенства собственных частот и, следовательно, равенства суммарных жесткостей основных и приводных упругих связей, для параметрического привода имеем $c_{21} + c_{10} = 21,19 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$. Тогда значения $\eta = -0,124$, $m = 9,32 \cdot 10^2 \text{ кг}$, $c_0 = 19,23 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $\cos 2\gamma = 0,830$, $M_{\text{рек}} = 24,82 \text{ Н/м}$ и, наконец, $N = 4,1 \text{ кВт}$.

Таким образом, при использовании параметрического привода мощность, необходимая на поддержание вибрации в $6,6:4,1 \approx 1,6$ раза меньше, чем при эксцентриковом.

Таблица 1 Параметры сравниваемых вибромашин

№	Перечень параметров	Тип привода	
		эксцентриковый	параметрический
1.	Масса рамы, m_1 , кг	$7 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$
2.	Масса ротора, m_2 , кг	$8,24 \cdot 10^2$	$8,24 \cdot 10^2$
3.	Жесткость упругих связей: - опорных, c_{10} , Н/м	$2,35 \cdot 10^6$	$2,35 \cdot 10^6$
	- основных, c_{21} , Н/м	$15,60 \cdot 10^6$	Подлежит определению
4.	Параметры привода: - величина эксцентриситета, e , м	$4 \cdot 10^{-3}$	—
	- жесткость приводных связей, c_0 , Н/м	$5,59 \cdot 10^6$	Подлежит определению
	- коэффициенты пульсации параметра, b_1, b_2	—	0,45; 0,05
5.	Коэффициент сопротивлений, μ , с	$8 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4}$
6.	Сумма диаметров подшипников привода, d , м	0,16	0,16
7.	Коэффициент трения в подшипниках, f_0	0,005	0,005
8.	Параметры вибрации: - амплитуда колебаний рамы, a_1 , м	$0,6 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
	амплитуда колебаний ротора, a_2 , м	$0,51 \cdot 10^{-2}$	$0,51 \cdot 10^{-2}$
	- частота колебаний, ω , с^{-1}	157	157
9.	Вторая собственная частота центрифуги, ω_2 , с^{-1}	170	170
10.	Мощность, необходимая на поддержание вибраций, N , кВт	6,6	Подлежит определению

Учитывая, что в последнем случае при выборе мощности двигателя с учетом пусковых нагрузок ее рекомендуется увеличивать на 20%, то различие установленных мощностей окажется еще значительней. Выясним источник обнаруженных отличий. С

этой целью определим составляющие $M_{\text{рек}}^{(i)}$, используя приведенные в [4] расчетные значения ψ_0, γ_0 : $\psi_0 = -0,6$ рад; $\gamma_0 = 0,125$ рад. Тогда имеем

$$M_{\text{рек}}^{(1)} = 4,71 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{\text{рек}}^{(2)} = 5,59 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{\text{рек}}^{(3)} = 29,53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, наиболее весомой составляющей в потребляемой мощности эксцентрикового привода является та его часть, которая идет на преодоление момента, создаваемого упругой составляющей вынуждающей силы привода. В случае параметрического привода, вследствие отсутствия эксцентрика, она отсутствует вообще, что и является, по-видимому, основной причиной снижения потребляемой мощности при его использовании. В заключение обратим внимание на следующее обстоятельство.

В параметрическом приводе потребляемая мощность $M_{\text{рек}}(\text{см. (7)})$ пропорциональна жесткости c_0 приводных упругих связей параметрических блоков. Поэтому снижение c_0 влечет за собой и соответствующее уменьшение $M_{\text{рек}}$. В связи с этим правдоподобными представляются следующие соображения. Как показывают недавние исследования [6], в системах с параметрическим возбуждением в зоне главного параметрического резонанса возможно существование колебаний с частотой равной частоте параметрического возбуждения. В случае реализации таких колебаний в вибромашине с параметрическим возбуждением это означает снижение, при прежней частоте колебаний рабочего органа, собственной частоты вибромашины примерно в два раза. Однако при сохранении неизменными инерционных параметров вибромашины это влечет существенное снижение жесткости c_0 параметрического привода и, следовательно, соответствующее снижение $M_{\text{рек}}$ и его потребляемой мощности. Несомненно, что данное предположение требует дополнительного изучения.

Заключение. Перечислим изложенные результаты.

1. При общепринятых допущениях составлена математическая модель двухмассной вибромашины с параметрическим возбуждением ограниченной мощности, с использованием метода усреднения проведен ее анализ. Получены расчетные соотношения для определения параметров стационарных колебаний, надежность результатов подкреплена численным моделированием.

2. Выполнен анализ устойчивости стационарных колебаний по первому приближению при предположении, что вибромашина настроена на главный параметрический резонанс, соответствующей второй собственной ее частоте. Получены условия на параметры вибромашины, обеспечивающие такую устойчивость.

3. Проведен сравнительный анализ энергоемкости вибрационных фильтрующих центрифуг с эксцентриковым и параметрическим приводами при равных значениях инерционных и упругих параметров и равных технологических (амплитуда, частота) параметрах колебаний. На примере одного из вариантов центрифуги ЦВП-1500 показано, что использование параметрического привода позволяет снизить потребляемую мощность в 1,6 и более раз. Вскрыты причины такого явления, указаны резервы дальнейшего снижения мощности.

Список литературы: 1. В.А. Якубович, В.М. Старжинский. Линейные дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами и их приложения. — М.: Наука, 1972. — 720 с. 2. V.N. Belovodskiy, S.L. Tsyfanskiy, V.I. Beresnevich. The Dynamics of a Vibromachine with Parametric Excitation. — Journal of Sound and Vibration, UK (2002), 254(5), 897-910. 3. А.с. 1618460 СССР МКИ В 06 В 1/10. Параметрическое вибрационное устройство. /В.Н. Беловодский, Н.В. Сухин, З.Е. Филер, Г.Л. Резниченко (СССР). —

Опубли.07.01.91,Бюл.№1. – 3с. 4. Конструкции и расчеты фильтрующих центрифуг/ В.И.Аснер, В.С.Каминский, Г.П.Ключко и др. – М.: Недра,1976. – 216с. 5.Ю.А.Митропольский. Метод усреднения в нелинейной механике. – М.:Наука,1971. – 440с. 6. В.Н.Беловодский. «Нетрадиционные» колебания в зоне главного параметрического резонанса. – Искусственный интеллект. Научно-технический журнал,№1,2003, I П Ш I «Наука і освіта». – с.7-18.

Сдано в редакцію 27.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

УНІФІКАЦІЯ ЯК ЗАСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ВИРОБІВ

Божидарнік В.В., Григор'єва Н.С., Шабайкович В.А.

(ЛДТУ, м. Луцьк, Україна)

The mechanism of improvement the quality of details at unification of parts and automatic machine with equipment and tooling, typification of manufacturing processes of production is circumscribed. The unification simplifies production to decrease the technological cost price and creates additional economical effect.

Вступ. Підвищення якості продукції є актуальною задачею в період вступу України в ЕС. Тому оцінка та забезпечення якості за ДСТУ 3230-1995 при конструкційній та технологічній розробці виробів і засобів виробництва за рахунок уніфікації є однією з найактуальніших сучасних проблем всіх галузей промисловості. Крім підвищення якості продукції, уніфікація виробів дозволяє зменшити число типових технологій, автоматичного обладнання та спорядження, що створює додатковий економічний ефект.

Навіть у стандартизованих виробках, наприклад, електродвигунах, використовуються різноманітні магнітопроводи за формою пластин і способами їх скріплення в паках. Відома ще більша різноманітність в обладнанні та спорядженні, особливо складальному. Це приводить до зниження якості магнітопроводів, збільшення затрат виготовлення, ускладнення процесів, створення додаткових труднощів їх автоматизації. В зв'язку з цим, особливої актуальності набуває вирішення питань, пов'язаних з підвищенням якості автоматичного складання виробів при типізації технології та уніфікації виробів і обладнання.

Метою статті є розроблення механізму підвищення якості виробів, технологічного обладнання та спорядження при їх уніфікації та типізації.

Аналіз досягнень та публікацій. Спостерігається використання різного визначення терміну „уніфікація”. Уніфікація, як відомо, є методом стандартизації, під яким розуміється скорочення типів, видів, розмірів деталей, вузлів, що мають однакове функціональне призначення до найбільш раціонального мінімуму, а в крайності до одного [1]. Іншими методами стандартизації є типізація, агрегатизація, модуляризація, симпліфікація та спеціалізація. Відомі і інші визначення уніфікації, наприклад [2]: „скорочення кількості типів і параметричних (типо-розмірних) рядів продукції однакового чи близького цільового (функціонального) призначення встановленням оптимальних конструкційно-технологічних рішень”. Згідно визначенню Комітету ISO/STACO уніфікація – це форма стандартизації, котра полягає у тому, що два чи декілька документів (об'єктів стандартизації) об'єднуються в один таким чином, щоб отримані об'єкти були взаємозамінними при використанні. За ДСТУ 1.1 – 2001 уніфікація – це вибір оптимального числа розмірів або зразків виробів, процесів чи послуг для задоволення основних потреб. Уніфікація супроводжується типізацією

шляхом поєднання найбільш вдалих конструкційно-технологічних рішень. Видами уніфікації є *модифікаційна* (між базовою моделлю й похідними конструкційними модифікаціями), *внутрішньотипова* (між однотипними виробами, що мають різні параметри), *міжтипова* (вироби відрізняються конструкцією, але схожі за основними параметрами), *загальна* (схожі за призначенням без конструкційно-технологічної подоби). Уніфікація може бути повною (за формою, розмірами та матеріалами) і неповною (часткове використання параметрів). Найбільше поширення має внутрішньотипова уніфікація, котра проводиться на основі типо-розмірного чи розмірно-параметричного рядів. Уніфікації завжди передують систематизація та класифікація об'єктів. Ці ряди базуються на єдиній системі переважальних чисел, які в більшості відповідають геометричній прогресії. Правильний вибір ряду переважальних чисел має дуже велике значення, тому що від частоти ряду залежить номенклатура виробів, а за нею і затрати на проектування, виготовлення та експлуатацію.

Питання побудови типо-розмірних чи розмірно-параметричних рядів достатньо добре опрацьоване [3] які мають широке практичне застосування. Як відомо, для встановлення таких рядів необхідне визначення функції попиту даних виробів, величини затрат на розроблення, виготовлення та їх експлуатацію. Це пов'язано з підбором і обробкою великого статистичного матеріалу. При цьому, оскільки оптимальний ряд визначається на перспективу, то і обчислення функції попиту і затрат носять ймовірний характер. А звідси випливає необхідність використання не одного критерію, а комплексного, що ще більш ускладнює задачу. Далі підбирається математичний метод і алгоритм встановлення такого ряду. Найбільш універсальним, але також неповним, методом визначення рівня уніфікації є [4]:

$$Y_i = \frac{\sum C_{cm} + \sum C_n + \sum C_z}{\sum C_{cm} + \sum C_n + \sum C_z + \sum C_o}, \quad (1)$$

де C_{cm} , C_n , C_z , C_o – відповідно, кількість стандартних, покупних, запозичених і оригінальних частин (деталей, вузлів, тощо).

В системі забезпечення та підвищення якості виробів машинобудування вирішення цієї задачі може здійснюватись розрахунково-аналітично, експериментально чи дослідно-статистично [4]. При першому способі розраховуються механічні властивості матеріалу деталі, точність її розмірів і параметрів якості поверхневого шару в залежності від потрібних експлуатаційних властивостей [5]. При другому способі експериментально підбираються матеріали деталей та визначаються оптимальні значення параметрів їх поверхонь, котрі забезпечують потрібні експлуатаційні властивості. Дослідно-статистичний спосіб полягає у встановленні матеріалу деталі, точності розмірів і параметрів якості поверхневого шару на підставі досвіду чи по довідниковим табличним даним. При цьому звертається увага на мінімальність технологічної собівартості. Тепер розвивається науковий напрямок по безпосередньому технологічному забезпеченню експлуатаційних властивостей деталей та їх з'єднань. Задача підвищення якості розглядається по чотирьом напрямкам:

- вдосконалення існуючих методів обробки;
- закономірне забезпечення зміни якості криволінійних поверхонь тертя;
- реалізація технологічних методів електронної промисловості в машинобудуванні;
- розробка нових методів обробки, інструментів і спорядження на основі об'єднання проектування, виготовлення, експлуатації, ремонту та відновлення в єдиному технологічному процесі.

Основний зміст і результати роботи. Тематика роботи повністю вписується в четвертий напрямок. Механізм підвищення якості при уніфікації виробів, технологій, конструкцій обладнання та спорядження (рис. 1) дозволяє після аналізу й синтезу відомого рівня якості об'єкту, пов'язаного з науково-практичною тематикою, з використанням восьми його взаємопов'язаних елементів суттєво підвищити показники якості

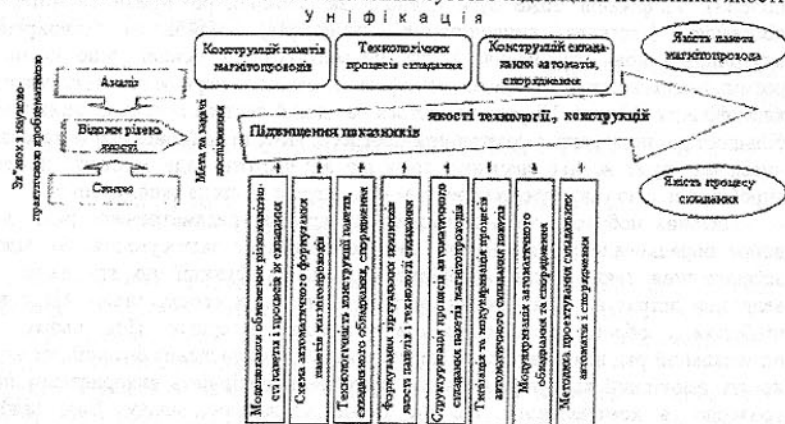


Рис. 1. Механізм підвищення якості виробів при уніфікації модульних конструкцій та типізації технологій

при мінімумі затрат на це. Реалізація такого механізму приводиться на прикладі підвищення якості пакетів магнітопроводів, як одного з розповсюджених виробів, котрий є невід'ємною складовою частиною будь-якої електричної машини.

На початку проводиться моделювання процесу уніфікації з метою зменшення їх різноманітності шляхом встановлення оптимальних розмірно-типових і розмірно-параметричних рядів. Це для конструкції, а для технології – шляхом типізації, тобто встановлення типових технологічних проходів, переходів, закріплень, позицій та операцій. Наступним елементом механізму є виявлення оптимальної схеми автоматичного формування пакетів магнітопроводів, де кінцево формуються його показники якості. Цьому елементу повинно передувати формування самих пластин з урахуванням усіх відхилень в полях допусків, величин задинок на краях після їх штампування. Далі проводиться відпрацювання технологічності конструкції по умовам її виготовлення. В цьому елементі увагу слід приділити встановленню способу фіксації пластин в пакеті. Відомі способи мають більші або менші недоліки і повстає необхідність в їх інноваційному розробленні.

Центральним елементом механізму є формування віртуальних показників якості об'єкту, котре проводиться на комп'ютері згідно розробленої методики, про що мова піде далі. Наступним елементом є структуризація технологічних процесів і виділення оптимальних, на базі чого і виконується типізація та модуляризація. Тут встановлюються технологічні модулі, котрим далі відповідатимуть конструкційні. Власне модуляризація конструкції і полягає в окресленні таких модулів. На базі попереднього, встановлюються методики проектування типових технологій та модульних конструкцій, які були б придатні для практичного інженерного користування.

Підвищення якості пакетів магнітопроводів досягається при віртуальному формуванні їх показників. Можна виділити такі ієрархічні рівні: на першому - в

конструкцію з використанням принципів *CALS* закладаються більш високі показники якості, наприклад, точності, надійності та продуктивності. на другому – за рахунок віртуальної технології автоматичного складання вони покращуються і на третьому – за результатами віртуальної експлуатації проводиться їх подальше підвищення.

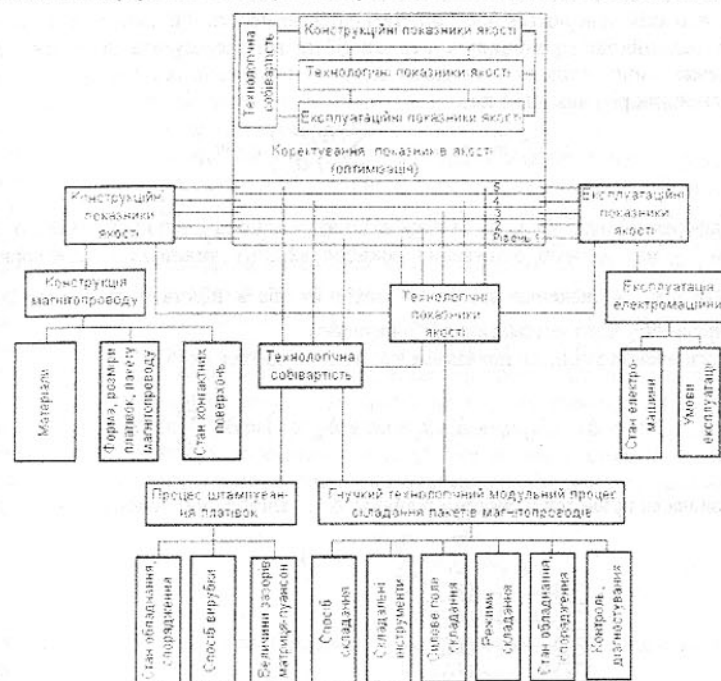


Рис. 2. Структурна схема керування показниками якості

При цьому використовуються відомі алгоритми коректування конструкторсько-технологічного рішення за отриманими результатами. Схема керування показниками якості магнітопроводів приведена на рис. 2, яка передбачає розгляд джерел чинників формування: конструкційних, технологічних і експлуатаційних. Приведений математичний опис такого формування за допомогою матричних рівнянь, що описують залежності між вхідними чинниками та окремими показниками якості (рис. 3). На основі принципу суперпозиції кожна з змінних може розглядатися як лінійна комбінація вказаних чинників і може бути записана відомим матричним рівнянням [6]:

$$\begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & \dots & x_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nn} \end{pmatrix} \quad (2)$$

де n – кількість показників якості виробу; k_{ij} – передаточні коефіцієнти впливу вхідних чинників на вихідні параметри (показники якості), тобто коефіцієнти парної кореляції; x, z – відповідно, вхідні та вихідні чинники та змінні параметри.

При такому підході приймається, що система взаємозв'язку чинників і параметрів є лінійною, при якій описуються постійні статичні властивості. В більшості випадків така система є нелінійною і принципу суперпозиції до неї застосувати не можна. Але в певних межах зміни вхідних і вихідних змінних застосовується лінеаризація, тобто заміна нелінійних рівнянь лінійними:

$$z_i = F_i(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_{14}}) + \sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial z_i}{\partial x_j} \right) (x_j - m_{x_j}), \quad (3)$$

де F_i – диференційовані функції зв'язку вхідних чинників і вихідних змінних параметрів; m_{x_j} – математичні очікування похибок вхідних чинників і перетворюючої системи; $\partial z_i / \partial x_j$ – значення часткових похідних після підстановки в них замість кожного аргументу його математичного очікування.

Тоді визначення змінного показника якості проводиться як [6]:

$$z_k = \Delta^{-1} (\Delta_{1k} x_1 + \Delta_{2k} x_2 + \dots + \Delta_{nk} x_{14}) = \Delta^{-1} \sum_{j=1}^{14} \Delta_{jk} q_s, \quad (4)$$

де Δ – визначник приведеної системи рівнянь; Δ_{sk} – алгебраїчні доповнення.

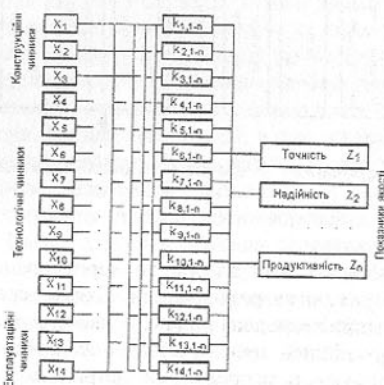


Рис. 3. Взаємозв'язки вхідних чинників і показників якості

Для зменшення похибки розрахунку з-за впливу неврахованих чинників залежності змінних параметрів можуть бути описані краще рівняннями дисперсії:

$$\begin{vmatrix} Dz_1 \\ Dz_2 \\ \vdots \\ Dz_n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Dx_1 \\ Dx_2 \\ \vdots \\ Dx_{14} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} k_{11}^2 & k_{12}^2 & \dots & k_{1,14}^2 \\ k_{21}^2 & k_{22}^2 & \dots & k_{2,14}^2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n,1}^2 & k_{n,2}^2 & \dots & k_{n,14}^2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} Dx_1^2 \\ Dx_2^2 \\ \vdots \\ Dx_{14}^2 \end{vmatrix}, \quad (5)$$

де Dx, Dz – відповідно дисперсії вхідних і вихідних змінних параметрів; D^*z_i – частка дисперсії, обумовлена впливом неврахованих чинників.

В цих рівняннях найбільш складним є матриці кореляційних коефіцієнтів, котрі можна розглядати як оператори лінійних перетворень вхідних змінних у вихідні. Елементами діагоналі є коефіцієнти кореляції основних чинників, а решта – перехресних. Визначення матриці полягає в знаходженні чисельних значень коефіцієнтів кореляції одним з двох способів. Якщо функціональна залежність відома, то коефіцієнти розраховуються як часткові похідні, одержані диференціюванням функції від вхідних змінних. По другому способу визначення проводиться експериментально, з допущенням, що статистичним аналогом функціональних залежностей є рівняння множинної лінійної регресії. Опрацювання результатів виконується способом найменших квадратів чи парних кореляцій. Система рівнянь визначення коефіцієнтів регресії в матричній формі має вигляд $M=WQ$, де M – блочна матриця з кореляційними моментами M_{zixi} , Q – те ж, але з елементами коефіцієнтів регресії, W – квазідіагональна матриця. Тоді значення коефіцієнта регресії визначається як [6]:

$$k_{ij} = \Delta^{-1} \sum_{i,j=1}^n A_{x_j x_i} K_{z_i x_i}, \quad (6)$$

де n – загальна кількість спостережень; $A_{x_j x_i}$ – алгебраїчне доповнення елементів K_{zixi} та визначника матриці Δ .

При умові незалежності між собою вхідних чинників формула спрощується:

$$k_{ij}^* = r_{zixj} s_{zj} s_{xi}^{-1}, \quad (7)$$

де r_{zixj} – емпіричні коефіцієнти парної кореляції; s_{zj}, s_{xi} – емпіричні середньоквадратичні відхилення чинників перетворюючої системи.

Таким чином, на формування показників якості пластинчастих пакетів магнітопроводів впливають конструктивні, технологічні та експлуатаційні чинники. Кероване формування цих показників може бути описано аналогічно за допомогою матричних рівнянь, в яких кореляційна матриця описує взаємозв'язання окремих чинників на конкретний показник якості. Єдиним, але тимчасовим недоліком цього методу є відсутність повного програмного забезпечення, яке інтенсивно зараз розробляється, особливо для відображення віртуальної експлуатації.

Висновки. Розроблені принципи уніфікації пакетів магнітопроводів, обладнання та спорядження, типізації технології автоматичного складання, які полягають у скороченні різновидів за рахунок структуризації, оптимізації, модуляризації, комбінування та зміни елементів технології та конструкції.

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень розроблений механізм підвищення показників якості пакетів магнітопроводів, автоматичного складання,

технологічного обладнання та спорядження при уніфікації, який передбачає: моделювання процесів уніфікації при автоматичному складанні, встановлення оптимальної схеми формування пакетів магнітопроводів, відпрацювання технологічності використовуваних конструкцій, структуризацію та оптимізацію технологічного процесу, застосування принципів типізації та модульності в технології та конструкціях, віртуальне формування та експериментальне дослідження основних показників якості процесу автоматичного складання пакетів магнітопроводів, інноваційне проектування конструкцій базових моделей розроблених розмірно-параметричних рядів, як пакетів магнітопроводів, так і складальних автоматів

Розроблений метод віртуального формування показників якості, таких як точність, надійність і продуктивність, пакетів магнітопроводів і типового модульного технологічного складального процесу включає три головні ієрархічні рівні: на першому – в конструкцію з використанням основних принципів CALS закладаються більш високі показники якості, на другому – за рахунок даних технології віртуального автоматичного складання вони покращуються і на третьому – за результатами віртуальної експлуатації об'єкту підвищуються далі. В процесі формування показників якості виконується коректування розроблюваного конструкторсько-технологічного рішення за отриманими результатами окремих рівнів.

Список літератури. 1. Медвідь М.В., Шабайкович В.А. Теоретичні основи технології машинобудування. Видавництво „Вища школа”, -Львів. 1976. -299 с. 2. Метрологія, стандартизація, управління якістю та сертифікація. Бичківський Р.В. та інші. Видавництво НУ „ЛП”, -Львів. 2002. -560 с. 3. Каталог нормативних документів / Державний комітет України по стандартизації, метрології та сертифікації. –Видання офіційне. –К.: 2001. 4. Суслов А.Г. Конструкторско-технологическое обеспечение и повышение качества изделий в машиностроении / Труды Конгресса „Конструкторско-технологическая информатика 2000”. Станкин. –М.: 2000. С. 182 - 184. 5. Качество машин: Справочник в 2 Т, Т1, Т2 / Под ред. А.Г.Суслова. –М.: Машиностроение, 1995. -430 с., -430 с. 6. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Издательство „Наука”, - М.: 1985. -720 с.

Сдано в редакцію 04.02.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

УПРАВЛЕНИЕ ОБЪЕКТОМ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ С ОДНОЙ ТРАЕКТОРИИ НА ДРУГУЮ

Бохонский А.И., Варминская Н.И. (СевНТУ, г. Севастополь, Украина)

Approximated analytical solvings of power control problem of mobile object movement from one pathway (orbit) to other is solved. Is rotined, when deformed object moves the usage of controls of transient motion is possible with dinamic coefficient equals 1.

Близкие по своей постановке задачи управляемого перемещения твердого тела (материальной точки) в пространстве встречаются как в земных условиях, так и в космосе, например, при оптимальном перемещении грузов манипуляторами.

В [1] дано решение ряда актуальных задач оптимального управления пространственным движением материальной точки переменной массы в центральном

силовом поле, в том числе найдены решения достаточно сложных задач оптимальных переходов между некомпланарными траекториями и приведены численные примеры мягких встреч объектов с переменными и постоянными массами при оптимальном движении по круговым и эллиптическим траекториям.

В [2] решены задачи о плоском движении тела переменной массы и задачи о спуске космического аппарата, дано систематизированное изложение приближенных методов решения многих прикладных задач оптимального управления с оценкой их эффективности.

Для ряда задач управляемого движения объектов в космическом пространстве может быть найдено приближенное аналитическое решение согласно алгоритма решения первой задачи динамики точки. При этом трудоемкие аналитические преобразования преодолимы в результате использования систем аналитических вычислений (компьютерной алгебры).

Рассмотрим характерную задачу. Объект (например, искусственный спутник Земли) необходимо переместить с одной круговой орбиты на другую при минимальном расходе энергии на управление. Используется аналитическое (в сочетании с последующим численным анализом) решение при задании движения в декартовой системе координат (рис. 1).

Траектория движения объекта (с одной круговой орбиты на другую) принимается в виде полинома:

$$y(x) = \sum_{i=0}^3 a_i x^i, \quad (1)$$

где коэффициенты a_i определяются из следующих краевых условий:

$$\begin{aligned} \text{при } x = x_1, \quad y(x_1) = y_1; \quad \dot{y}(x_1) = tg\varphi_1; \\ x = x_2, \quad y(x_2) = y_2; \quad \dot{y}(x_2) = tg\varphi_2. \end{aligned} \quad (2)$$

Для заданных значений φ_1 и φ_2 коэффициенты a_0, a_1, a_2, a_3 полинома в (1) находятся аналитически в результате решения (аналитического либо численного) системы линейных алгебраических уравнений (2).

При задании закона движения по принятой траектории (1) вместо обычно используемой дуговой координаты удобно принять закон изменения во времени декартовой координаты $x(t)$ в виде

$$x(t) = x_1 + \sum_{i=1}^3 b_i t^i, \quad (3)$$

где константы b_i ($i = 1, 2, 3$) находятся из следующих краевых условий:

$$x(0) = x_1, \quad \dot{x}^2(0) + \dot{y}^2(0) = V_1^2; \quad x(t_1) = x_2; \quad \dot{x}^2(t_1) + \dot{y}^2(t_1) = V_2^2, \quad (4)$$

где V_1 – скорость объекта в начальный момент движения ($t = 0$); V_2 – скорость объекта в конечный момент движения (при $t = t_1$), т.е. в момент начала его движения по новой круговой орбите. Система уравнений (4) позволяет найти множество численных значений корней (для b_1, b_2, b_3), из которых выбираются те, которые соответствуют физическому смыслу данной задачи.

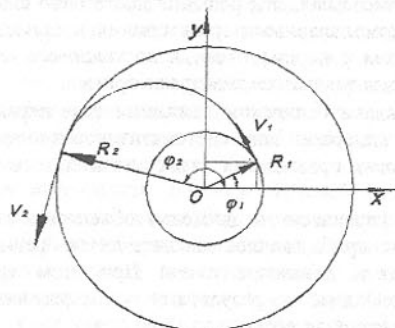


Рис. 1. Схема траектории движения материальной точки при перемещении с одной круговой орбиты на другую

Пример 1. Исходные данные: $R_1 = 1$ м., $R_2 = 2$ м., $\varphi_1 = \pi/6$, $\varphi_2 = 4\pi/5$, $y_1 = r_1 \sin \varphi_1$, $y_2 = r_2 \sin(\pi - \varphi_2)$. Общее время движения $t_1 = 2$ с.

В результате решения системы уравнений (2) получено: $a_0 = 1,5961$ м., $a_1 = 0,7766$, $a_2 = -0,5113$ м⁻¹, $a_3 = 0,0305$ м⁻². На рис. 2 изображены графики орбит (окружностей) и траектории движения материальной точки, для которой в начале и конце движения касательные к окружностям и траектории движения совпадают. Задаётся движение вдоль траектории, в данном случае закон изменения координаты $x(t)$ принят в виде (3). При этом должны выполняться краевые условия (4), которые представляют собой систему нелинейных уравнений.

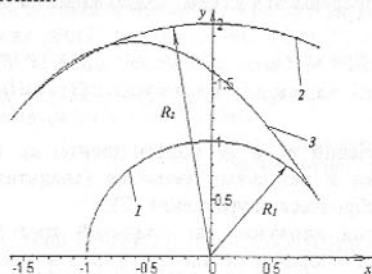


Рис. 2. Графики окружностей (1,2) и траектории движения точки (3)

После решения уравнений (4) функция (3) для декартовой координаты принимает вид

$$x(t) = 0,8660 - 0,5 \cdot t - 0,7753 \cdot t^2 + 0,2021 \cdot t^3.$$

Выражение для $y(t)$ получается в результате подстановки $x(t)$ в (1). Графики скорости и полного ускорения при движении точки вдоль траектории приведены на рис. 3.

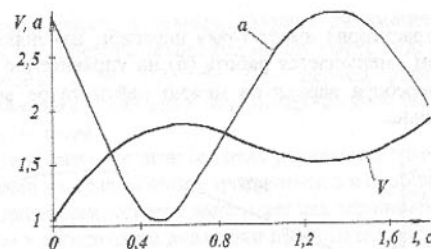


Рис. 3. Графики скорости и полного ускорения материальной точки при движении вдоль траектории

Радиус кривизны в каждой точке траектории вычисляется как

$$\rho = \frac{1}{\kappa} = \frac{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}{d^2y/dx^2},$$

где κ – кривизна, а угол поворота радиуса кривизны $\varphi = \arccos(x/\rho)$. Если движение груза по траектории реализуется с помощью телескопического манипулятора, ось вращения руки которого находится в точке O (рис. 1), то согласно алгоритма решения первой задачи динамики точки после подстановки функций $\rho(t)$ и $\varphi(t)$ в дифференциальные уравнения движения руки находятся управляющие воздействия.

Пример 2. Объект движется в состоянии невесомости. Две круговые орбиты находятся на удалении от центра Земли соответственно $R_1 = 8,1 \cdot 10^6$ м., $R_2 = 8,2 \cdot 10^6$ м. Объект из нижней траектории перемещается на верхнюю. Скорости при движении по

орбитам вычислялись по формулам: $V_1 = \sqrt{\frac{gR_3^2}{R_1}}$, $V_2 = \sqrt{\frac{gR_3^2}{R_2}}$, где R_3 – радиус Земли.

При $g = 10$ м/с², $V_1 = 7,11 \cdot 10^3$ м/с², $V_2 = 7,067 \cdot 10^3$ м/с².

Согласно (1) после вычисления коэффициентов функция $y(x)$ принимает вид:

$$y(x) = 0,97554140154 \cdot 10^7 - 1,143382463 \cdot x + 0,2251443651 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 - 0,2538472339 \cdot 10^{-13} \cdot x^3.$$

Если, как и раньше, задать полином $x(t) = x_1 + b_1 \cdot t + b_2 \cdot t^2 + b_3 \cdot t^3$, а общее время движения $t_1 = 3600$ с., то с учетом краевых условий (при $t = 0$; $x(0) = x_1$; $x(t_1) = x_2$) находим коэффициент b_1 . С учетом ограничений на скорости: при $t = 0$; $\dot{x}^2(0) + \dot{y}^2(0) = V_1^2$, а при $t = t_1$; $\dot{x}^2(t_1) + \dot{y}^2(t_1) = V_2^2$ из решения системы уравнений находятся коэффициенты b_2 , b_3 . Поскольку система имеет четыре решения, то из них выбраны такие, которые удовлетворяют физическому смыслу задачи. При этом b_1 выражено предварительно через b_2 , b_3 ; в результате вычислений получено: $b_2 = -0,9498276305$; $b_3 = -0,7298181733 \cdot 10^{-4}$.

Характер изменения координат $x(t)$, $y(t)$ при движении с одной орбиты на другую изображен на рис. 4.

Для $\varphi_2 = 2\pi/5$ траектория имеет точку перегиба, изменяются графики скорости и ускорения. При этом уменьшается работа (6) на управляемое движение. Естественно, что в результате перебора вариантов можно найти такое φ_2 , при котором работа управления минимальна.

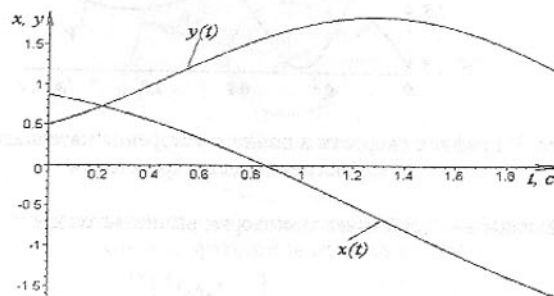


Рис. 4. Координаты $x(t)$, $y(t)$ при движении с исходной круговой орбиты на новую

Дифференциальные уравнения управляемого движения объекта по заданной траектории в проекциях на оси декартовой системы координат записываются как

$$\begin{aligned}\ddot{x} &= -\frac{GM}{(x^2 + y^2)^{3/2}} \cdot \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} + U_x(t), \\ \ddot{y} &= -\frac{GM}{(x^2 + y^2)^{3/2}} \cdot \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} + U_y(t),\end{aligned}\quad (5)$$

где M — масса Земли; G — гравитационная постоянная; $U_x(t)$, $U_y(t)$ — проекции управлений на оси координат. При известных значениях $x(t)$, $y(t)$ из (5) находятся проекции управления. Модуль управления (на единицу массы) в произвольный момент времени вычисляется по формуле

$$U(t) = \sqrt{U_x^2(t) + U_y^2(t)}.$$

Энергия управления (работа управляющего воздействия) за время движения находится согласно зависимости

$$W = \left| \int_0^{t_1} U_x(t) V_x(t) dt \right| + \left| \int_0^{t_1} U_y(t) V_y(t) dt \right|, \quad (6)$$

где $V_x(t) = \dot{x}(t)$, $V_y(t) = \dot{y}(t)$.

Два весьма важных параметра существенно влияют на расход энергии при переходе из одной орбиты на другую: φ_2 — угол наклона касательной в момент перехода объекта на новую орбиту; t_1 — общее время управляемого движения.

В случае управляемого движения объекта с малой тягой, как известно, управляющее воздействие на активном участке движения прикладывается на достаточно малом временном интервале. При наличии у объекта нежестких крупногабаритных элементов их динамическое нагружение на активных участках

полета желательно осуществлять с равным единице динамическим коэффициентом. Например, такой закон переносного ускорения может иметь вид, изображенный на рис. 5. Приняты обозначения: $t_1 = T/2$, где T — период первого тона колебаний крупногабаритного нежесткого элемента (например, солнечной батареи); T — время, при котором $U(t) = U_0 = \text{const}$.

В абсолютном движении достигается цель управления положением объекта в соответствии с условиями на правом конце траектории, а в относительном — отсутствие колебаний в процессе движения, которое выступает как ограничение. Если в связи с ускоренным движением в абсолютном движении происходит нагружение и разгрузка упругого объекта с равным единице динамическим коэффициентом, то колебания объекта отсутствуют.

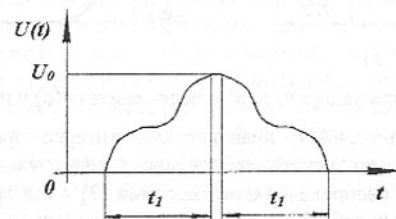


Рис. 5. График ускорения при работе двигателя тяги на конечном временном интервале

Проиллюстрируем это положение на простом примере упругой системы с одной степенью свободы. Графики ускорения (а) и перемещения (б) в переносном движении изображены на рис. 6.

При движении на участке $T/2 \geq t \geq 0$, где T — период свободных колебаний упругой системы, уравнение относительного движения

$$m\ddot{x}_r = -cx_r - mU(t)$$

или $\ddot{x}_r + k^2 x_r = -U(t)$, где $k^2 = c/m$, а для $U(t)$ принято $U(t) = U_0/2 = cx_{cm}/2m$. Тогда с учетом начальных условий $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = 0$ следует решение дифференциального уравнения

$$x_r(t) = \frac{x_{cm}}{2} (\cos kt - 1), \quad \dot{x}_r(t) = -\frac{x_{cm}k}{2} \sin kt.$$

Поэтому при достижении времени $t = T/2 = \pi/k$ следует $x_r(T/2) = -x_{cm}$, $\dot{x}_r(T/2) = 0$. И далее при $t > T/2$ и $U(t) = U_0 = \text{const}$ колебаний не наблюдается (случай относительного покоя). На участке 3 происходит разгрузка упругой системы с равным единице динамическим коэффициентом.

Действительно, для начальных условий на 3-м участке движения: при $t = 0$,

$$x_r(0) = -x_{cm}, \quad \dot{x}_r(0) = 0 \text{ следует } x_r(t) = -\frac{x_{cm}}{2} (1 + \cos kt), \quad \dot{x}_r(t) = \frac{x_{cm}k}{2} \sin kt. \text{ При}$$

$t = T/2 = \pi/k$ $x_r(T/2) = -x_{cm}$, $\dot{x}_r(T/2) = 0$, т.е. после разгрузки колебания упругой системы отсутствуют.

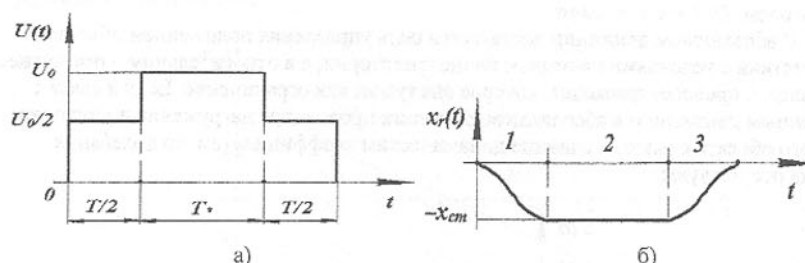


Рис. 6 – Графики ускорения (а) и перемещения (б) в переносном движении

Дальнейший теоретический и практический интерес представляют задачи поиска управлений движением крупногабаритных конструкций малой жесткости с сосредоточенными и распределенными массами [3] с выбором таких управлений, при которых отсутствуют колебания в переносном движении.

Список литературы: 1. Гуляев В.И., Баженов В.А., Кошкин В.П. / В.И. Гуляев, В.А. Баженов, В.П. Кошкин. – К.: УМК ВО, 1988. – 234 с. 2. Федоренко Р.П. Приближенное решение задач оптимального управления / Р.П. Федоренко. – М., Изд-во «Наука», 1978. – 488 с. 3. Бохоносский А.И. Управляемые колебательные процессы в механике / А.И. Бохоносский // Вестн. СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология. – Вып. 23. – Севастополь, 2000. – С. 24 – 29.

Слано в редакцию 28.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ ОТДЕЛОЧНО-ЗАЧИСТНОЙ ОБРАБОТКИ РАЗРЕЗНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Букаранов Ю.Н., Лубенская Л.М., Пшеничный И.Н., Ясуник С.Н.

(ВНУ им. В.Дала, г. Луганск, Украина)

The analysis of methods of processing of cutting piston rings, including with use of the vibrating equipment is made. The purposes and research problems which decision will allow to use machine tools with the U-shaped container and the horizontal shaft of the vibrator located along his longitudinal axis, on finishing operations are formulated at processing a party of rings.

Отделочно-зачистные операции составляют совместно с упрочняющей обработкой 10...20%, а в некоторых случаях до 50% общей трудоемкости изготовления деталей, т.к. на многих предприятиях эти операции производятся вручную или с применением средств малой механизации. Внедрение высокопроизводительных методов отделочно-зачистной обработки деталей позволяет значительно повысить

уровень автоматизации, улучшить качество поверхностей деталей и эффективность производства.

Выполнение операций по удалению заусенцев и скруглению острых кромок обычными методами встречает определенные затруднения вследствие многообразия и сложности форм поверхностей, на которых образуются заусенцы или острые кромки, а также сложность равномерного удаления малых слоев металла на локализованных участках поверхности без образования новых заусенцев и острых кромок или искажение формы окончательно обработанных поверхностей [1].

Анализ известных методов показал, что наиболее доступными и экономически целесообразными являются механические методы обработки, один из которых - метод отделочно-зачистной обработки деталей свободными абразивами в вибрирующих контейнерах который позволяет в ряде случаев выполнять операции, осуществление которых другими способами крайне затруднительно: например, закругление и полирование кромок по радиусу с высокой равномерностью по периметру, а также обработка кромок наружных цилиндрических и сферических поверхностей [2].

Основой процесса съема заусенцев, скругления острых кромок является микрорезание, сопровождающееся съемом мельчайших частиц металла, его окислов и тонким пластическим деформированием поверхностного слоя обрабатываемой детали [1]. При объемной вибрационной обработке заусенцы сошлифовываются, а не обламываются или загибаются [2].

Анализ показывает, что эксплуатационные качества деталей прошедших операцию вибрационной обработки, выше, чем при использовании традиционных методов шлифования. По мнению авторов [1] поверхность детали после вибрационной обработки имеет большую фактическую площадь касания с сопряженной деталью, чем после операции шлифования при достигнутом одинаковом классе шероховатости, что способствует лучшему удержанию смазки. Это достигается наличием множества мелких «карманов» в виде коротких царапин и лунок, хорошо удерживающих смазку.

Зарубежный опыт показывает, что при финишной обработке деталей вибрационным методом снижение стоимости обработки в автомобильной промышленности достигает 90% с одновременным получением высококачественных равномерно обработанных поверхностей, которые ручными методами получить практически невозможно [3].

Некоторые способы вибрационной обработки могут быть применены для обработки поршневых колец. Характерной особенностью большинства поршневых колец является наличие у них разрезных - замков. Это создает определенные трудности при их механической обработке. Разрезные поршневые кольца обычно изготавливают из сталей и чугунов.

Авторами [4] разработан способ обработки колец в вибрационной установке, в которой детали свободно подвешены и сориентированы в контейнере за счет электромагнитного поля, создаваемого специальными катушками. Катушки установлены на одной оси, перпендикулярной плоскости движения обрабатываемой среды. Величину электромагнитного поля регулируют в зависимости от размеров деталей. Описанный способ обеспечивает равномерную обработку деталей. Однако ему присущи следующие недостатки: повышенный расход электроэнергии; недостаточно эффективное использование объема контейнера; при этом не исключена возможность взаимного переплетения разрезных поршневых колец.

По способу [5] кольца обжимаются специальными элементами, часть которых обеспечивает принудительное вращение колец. Обработка ведется в планетарно вращающихся барабанах с абразивным наполнителем. Оси приводных и прижимных

элементов расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через ось вращения барабана.

К недостатку способа можно отнести необходимость применения герметично закрывающихся барабанов во избежание утечки применяемых растворов, т.к. барабаны должны вращаться вокруг собственной продольной оси.

Обработку колец можно производить и в установках, контейнер которых снабжен специальным приспособлением в виде барабана с желобами [1]. Кольца удерживаются в желобах в разделенном состоянии. Частота вращения приспособления зависит от уровня загрузки абразивного наполнителя в контейнере.

Недостатком способа является необходимость поштучной установки колец в соответствующих желобах, а также последующей их выемке.

Западногерманской фирмой «Goetre Verke» разработан специальный комплекс оборудования, предназначенный для снятия заусенцев и скругления острых кромок у разрезных поршневых колец. Обработка производится в вибрационной установке с тороидно-винтовой формой контейнера. Кольца набираются в пакеты на оправку, под которой расположен гидроцилиндр со штоком. Между оправкой и контейнером расположен подающий транспортерный привод, лента которого имеет поперечные выступы. У выходного края контейнера с разделительной решеткой расположен транспортерный привод и далее приемно-промывочное устройство с оправкой.

Обработка производится следующим образом. Кольца набираются в три пакета. Шток гидроцилиндра сдвигает кольца поштучно с оправки на подающий транспортер, который обеспечивает поступление колец в контейнер. Подача колец производится с таким интервалом, чтобы исключить взаимный контакт колец в процессе обработки в контейнере, что предотвращает взаимное их переплетение. Контейнер заполнен абразивными гранулами фирмы «Вальтер» марки 4Т грануляцией 5...10 мм и используется специальный раствор «Цемкуль» Е5-Sta. После прохождения вдоль контейнера кольца вместе с гранулами поступают на разделительную решетку, где происходит их взаимное разделение. Гранулы возвращаются в контейнер, а кольца по транспортерному приводу подаются на оправку приемно-промывочного устройства, где промываются от отходов обработки.

К недостаткам описанного способа следует отнести нерационально используемый объем контейнера, низкую производительность обработки за счет применения «мягких» режимов вибрации, однако ужесточение режимов может привести к появлению забоин на торцевых поверхностях колец и к возможному нарушению их плоскостности. Этому также способствует и применение абразивных гранул увеличенных размеров. Метод не позволяет формировать необходимый профиль колец и производить притирку их торцевых поверхностей.

Обобщая вышесказанное, можно сделать следующие выводы. Т.к. наличие заусенцев у поршневых колец не допускается и острые кромки у них должны быть притуплены, при этом шероховатость торцевых поверхностей должна иметь строго определенные значения и обеспечивать хорошую маслосъемность, то для обеспечения долговечной работы поршневых колец необходимо при проведении финишных операций: удалить заусенцы по контуру; удалить заусенцы в замке; снять фаски по наружному диаметру; снять фаски по внутреннему диаметру; произвести притирку торцевых поверхностей; сформировать внешний профиль (данная операция может быть совмещена с операцией снятия фасок по наружному диаметру кольца).

На сегодняшний день выполнение каждой операции требует применения специального оборудования, предназначенного для выполнения только одной (двух) операции. Технологический процесс предусматривает обработку колец либо

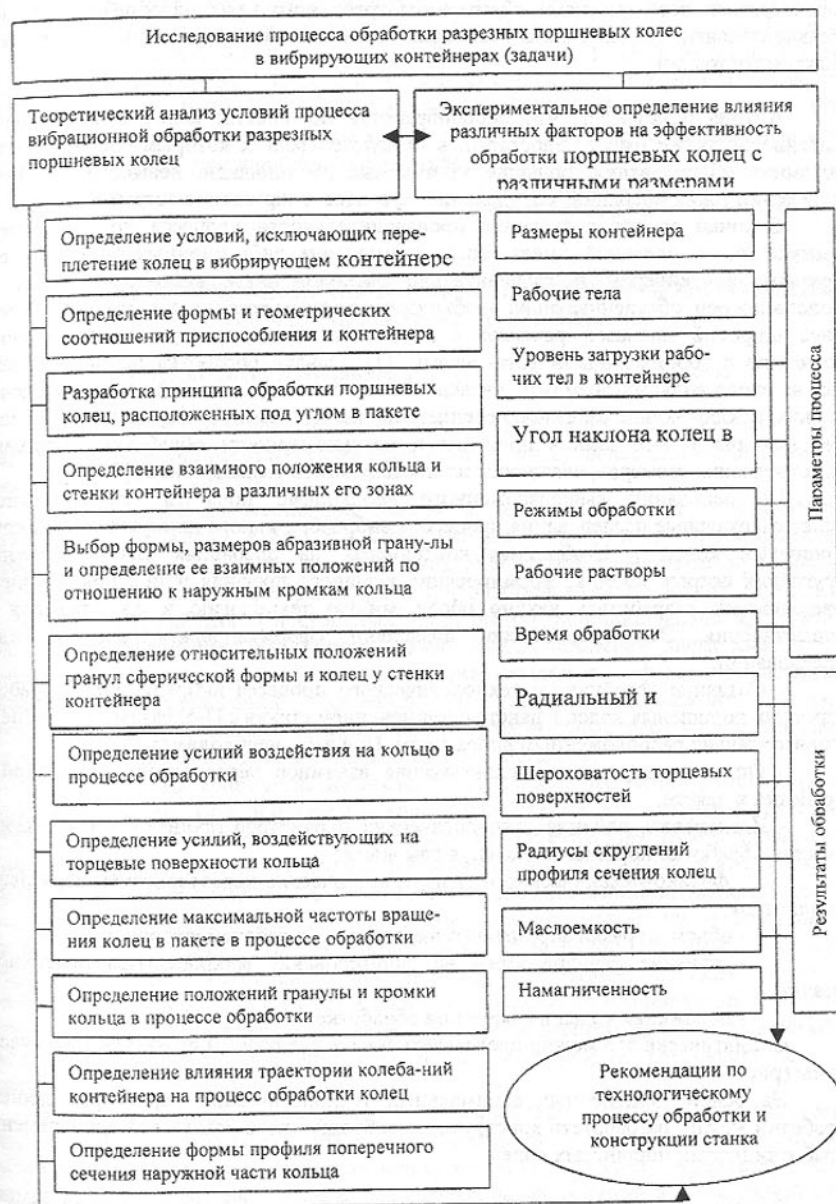


Рис. 1. Структурно-логическая схема задач исследований

одновременно малыми партиями по 5...15 штук, либо поштучно [6]. Характерными особенностями обеспечения требуемого качества обработки является предварительный обжим в приспособлениях различных конструкций и их обработка в обжатом состоянии.

Анализ показывает, что виброобработка поршневых колец в тороидальных контейнерах также имеет недостатки, в первую очередь к которым следует отнести: сложность оборудования, большие занимаемые им площади, невысокий КПД при проведении таких операций, как удаление заусенцев и скругление острых кромок.

С точки зрения повышения производительности процесса при выполнении вышеуказанных операций имеет смысл применение вибрационных установок с U-образным контейнером и горизонтально расположенным вибратором вдоль его продольной оси, обеспечивающих необходимые режимы резания, т.к. эти станки имеют более широкий диапазон режимов обработки и более простую конструкцию по сравнению с тороидальными установками. [1]. Однако обработка поршневых колец пока не представлялась возможной вследствие того, что не были найдены и определены условия, исключающие взаимное переплетение колец (взаимное переплетение колец за счет наличия у них замков приводит к неравномерности обработки, нарушению геометрических размеров, сложности их последующего разъединения) [7].

На основании вышеизложенного необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования процессов виброабразивного шлифования разрезных поршневых колец в U-образных контейнерах на операциях снятия заусенцев, скругления острых кромок, формирования внешнего профиля и притирки торцевых поверхностей, разработать научно обоснованную технологию и средства для его осуществления. Эти предпосылки позволяют сформулировать цели и задачи исследований:

- Создание устойчивого технологического процесса вибрационной обработки разрезных поршневых колец в пакете с применением станка с U-образным контейнером и горизонтально расположенным вибратором. При этом необходимо:

- Определить условия, исключающие взаимное переплетение колец при их обработки в пакете.

- Исследовать влияние технологических параметров процесса, определяющих качество обработки поршневых колец, в том числе:

- физико-механические и гранулометрические характеристики абразивного наполнителя;

- объем загрузки абразивного наполнителя в рабочем контейнере;

- влияние размера зерна на формирование микрорельефа поверхности металла,

- положение колец в пакете при обработке.

Схематически это можно представить в виде следующей структурно-логической схемы (рис. 1).

На основе выявленных оптимальных технологических параметров процесса обработки можно разработать конструкцию вибрационного станка для одновременной обработки партии поршневых колец.

Список литературы: 1. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. Ростов-на-Дону, 1999. - 622 с. 2. Копылов Ю.Р. Виброударное упрочнение: Монография. - Воронеж: Воронежский институт МВД России, 1999. - 386 с. 3. Herbert W. Yankee. Manufacturing Process. New-York, 1982. - 752 p. 4. Способ вибрационной

обработки деталей: А.с. 294716 СССР / А.П. Бабичев и В.А. Морозов (СССР). - № 1313093/25-08; Заявлено 25.03.69; Оpubл. в Б.И., 1971, № 7. 5. Устройство для центробежной абразивной обработки колец: А.с. 787160 СССР / А.П. Мартынов и др. (СССР) - № 2719800/25-08; Заявлено 31.01.79, Оpubл. в Б.И., 1980, № 46. 6. Букаранов Ю.Н., Лубенская Л.М., Пшеничный И.Н., Ясуник С.Н. Финишная обработка разрезных поршневых колец // Вісник СНУ ім. В. Даля. - 2003. - № 12(70). - с. 153-158. 7. Букаранов Ю.Н. и др. Усовершенствованная технология обработки поршневых колец // Технология и организация производства. - 1986. - № 2. - с. 57-58.

Сдано в редакцию 23.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

МЕХАНИЗМ ПЕРЕПОЛЗАНИЯ ДИСЛОКАЦИЙ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ СТРУКТУРЫ МЕТАЛЛОВ И СПЛАВОВ

Бутенко В.И., Шаповалов Р.Г. (ТрТТУ, г. Таганрог, Россия)

The analytical description of the mechanism of the dislocations creeping in crystal materials is given and his role in formation of structure of metals and alloys is shown at presence in them of vacancies.

Известно, что движение дислокаций в направлениях, не совпадающих с плоскостью скольжения, является неконсервативным процессом, т.е. сопровождается переносом массы [1, 2]. Этот вид движения дислокаций играет заметную роль при достаточно высоких температурах и при том, что скорость стационарного переползания дислокаций под действием постоянных напряжений пропорциональна приложенным напряжениям. Особенно эта скорость лимитируется объёмной диффузией, а также интенсивностью испускания (или поглощения) точечных дефектов дислокациями. Переползание дислокаций приводит к диффузионно-вязкой ползучести кристаллических тел при повышенных температурах под действием малых напряжений и даёт значительный вклад во внутреннее трение в металлах.

В отожженных кристаллах дислокации обычно выстраиваются в стенки, образуя блочную структуру. Под действием внешних напряжений равновесная конфигурация между дислокациями, выстроенными в стенки, нарушается. При этом в случае низких температур дислокации будут перемещаться в плоскостях скольжения, при высоких температурах будет происходить и неконсервативное движение дислокаций. Если на дислокацию действует суммарная сила, имеющая не равную нулю компоненту в плоскости переползания, то произойдет неконсервативное движение дислокации, сопровождающееся излучением или поглощением вакансий. Если пренебречь взаимодействием вакансий с упругим полем дислокации, то концентрация вакансий в окрестности дислокации будет отличаться от ее равновесного значения на величину c_0 лишь вследствие того, что неконсервативно действующие дислокации являются источниками или стоками вакансий.

В чистых материалах дислокации не закреплены примесями и равновесие в дислокационной стенке поддерживается вследствие согласования перемещений дислокации с силами взаимодействия между ними. Приложение к кристаллу внешних напряжений нарушает равновесную конфигурацию дислокации в межблочной стенке кристалла, причем перемещение каждой дислокации определяется внешними силами и силами взаимодействия.

В рамках поставленной задачи исследований упруго-диффузионная система уравнений распадается на два независимых уравнения: уравнение диффузии, в котором

игнорируется слагаемое, ответственное за восходящую диффузию, и уравнения равновесия, в которых опущен член, учитывающий концентрационные напряжения. Связь между этими уравнениями определяется тем, что мощность источника в уравнении диффузии определяется суммарной силой, действующей на дислокацию. Исходя из этих предположений, выполнены расчеты внутреннего трения в металлах для двух случаев поведения дислокаций.

В первом случае модель межблочной границы имеет вид ограниченной прямой стенки высотой $2a$, состоящей из параллельных неограниченных (см. рис. 1, б) краевых дислокаций, лежащих в плоскости уз. В этом случае приведенное внутреннее трение определяется по формуле [1]

$$Q_0^{-1} = \frac{\alpha a^2}{A} \operatorname{Im} \left[\frac{1,092}{H - 14,9\alpha} + \frac{1,908}{H - 5,101\alpha} \right], \quad (1)$$

где

$$\alpha \equiv \frac{2\pi r_0^2 b^4 c_0 A}{kT\alpha^2}; \quad H \equiv \frac{z_0 H_0^{(1)}(z_0)}{H_1^{(1)}(z_0)}; \quad (2)$$

$$Q_0^{-1} \equiv Q^{-1} \frac{G + 3K}{\Lambda b^2 9KG}; \quad A = -\frac{Gb^2}{2\pi(1-\nu)}.$$

Здесь r_0 — расстояние порядка радиуса ядра дислокации; H_0, H_1 — функции Ханкеля.

На рис. 1, а представлен график приведенного внутреннего трения Q_0^{-1} в функции безразмерного параметра $\frac{r_0}{l'}$, вычисленного по формуле (1). Через

$l' \equiv \sqrt{\frac{2\pi D}{\omega}}$ обозначена диффузионная длина. При построении графика было принято во внимание положение о том, что для частот, при которых диффузионная длина велика по сравнению с радиусом ядра дислокации $\left(\frac{r_0}{l'} \ll 1\right)$, можно воспользоваться

асимптотическим представлением функций Ханкеля при $z_0 \rightarrow 0$. Условие $\frac{r_0}{l'} \ll 1$ оказывается действительно справедливым во всем доступном для измерения диапазоне частот колебаний в кристалле, вызванных диффузионными процессами.

Из графика на рис. 1, а видно, что зависимость внутреннего трения от частоты имеет вид колоколообразной кривой, максимум которой приходится на значение

$$\frac{r_0}{l'} \sim 5,5 \cdot 10^{-4}.$$

Принимая для золота $r_0 = 6 \cdot 10^{-5}$ см, найдем, что соответствующая частота составляет ~ 40 Гц. Если принять размеры блоков $2a \sim 10^{-4}$ см, плотность дислокации $\Lambda = 10^8$ см $^{-1}$, то высота пика составит $Q_{\max}^{-1} \approx 2 \cdot 10^{-2}$.

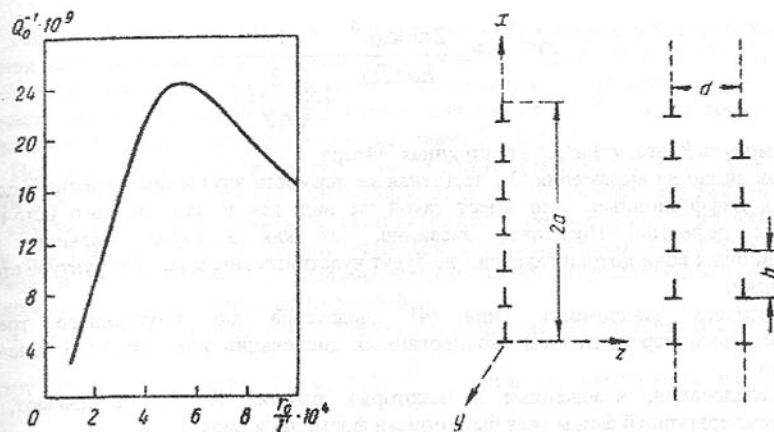


Рис. 1. Зависимость Q_0^{-1} от параметра $\frac{r_0}{l'}$ для золота (а) и схематическое изображение модели блочных стенок (б)

К сожалению, на рис. 1, а сопоставление результатов теоретических исследований с экспериментальными по значению коэффициента внутреннего трения монокристаллов (при продольных колебаниях в инфразвуковом диапазоне частот) невозможно в связи с отсутствием соответствующих данных. Тем не менее, максимум межблочного пика в золоте при 600°C приходится на частоту ~ 1 Гц и составляет $Q_{\max}^{-1} \approx 3 \cdot 10^{-3}$, что соответствует размерам блоков $2,5 \cdot 10^{-4}$ см.

Следует также заметить, что при чисто сдвиговом напряжении типа σ_{23} эффект, связанный с переползанием краевых дислокаций, должен вовсе отсутствовать. Появление межблочного пика при крутильных колебаниях может быть связано с тем, что межблочные границы вследствие разориентировки блоков, корреляционных эффектов и других явлений имеют различные ориентировки относительно главных осей тензора деформаций. Последнее приводит к возникновению составляющих тензоров напряжений и деформаций, вызывающих межблочное внутреннее трение. При этом высота пика должна быть ниже, чем при продольных колебаниях. Так что вышеприведенное совпадение теории с экспериментом следует считать вполне удовлетворительным.

Во втором случае следует исходить из модели неограниченной стенки, приняв, что N — большое число; это соответствует стенкам межблочных границ, образованным при полигонизации. Для случая низких частот ($l' \gg h$) они находятся по формуле [1]

$$Q^{-1} \approx E_0 \frac{c_0 b^4 \sqrt{2D}}{dkT \sqrt{\omega}}, \quad (3)$$

а для случая высоких частот ($l' \gg h$)

$$Q^{-1} \approx E_{\infty} \frac{2\pi D c_0 b^0}{h k T \omega} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{2}{r_0 \gamma} l\right)}, \quad (4)$$

где E – модуль Юнга; $\gamma = \ln c'$; c' – постоянная Эйлера.

Как видно из выражения (3), частотная зависимость внутреннего трения в случае больших диффузионных длин имеет такой же вид, как и для плоского источника точечных дефектов. Последнее очевидно, так как в случае больших длин диффузионных волн потоки вакансий не будут чувствительны к такой структуре стенок дислокации.

Частотная зависимость типа (4) характерна для внутреннего трения, обусловленного переползанием изолированных дислокаций или миграций точечных дефектов.

Исследования, изложенные в некоторых работах [1, 3], показывают, что высокотемпературный фон может быть описан формулами вида

$$Q_{\phi}^{-1} = A_1 \left[\omega \exp\left(\frac{u}{kT}\right) \right]^{-1} \quad (5)$$

или

$$Q_{\phi}^{-1} = A_2 \omega^{\frac{1}{2}} \left[\exp\left(\frac{u}{kT}\right) \right]^{-1}, \quad (6)$$

где коэффициенты A_1 и A_2 слабо зависят от $\left(\sim \frac{1}{T}\right)$ либо совсем не зависят от температуры.

Однако сравнение с опытом показывает, что u – энергия активации фона, оказывается в несколько раз ниже энергии активации самодиффузии точечных дефектов, обуславливающих фон. Это означает, что природа высокотемпературного фона еще недостаточно изучена.

В работе [4] предлагается рассматривать высокотемпературный фон как обусловленный движением дислокаций, которые некоторым образом взаимодействуют с точечными дефектами и движутся при высоких температурах вязким образом. Механизм взаимодействия и переползания дислокаций, к сожалению, в работе не рассматривается, но указывается, что величина u в уравнениях (5), (6) отнюдь не должна совпадать с величиной энергии активации процесса, контролирующего механизм внутреннего трения. Путем нестрогих рассуждений автор работы [4] выводит формулу

$$Q^{-1} = A \left[\omega \exp\left(\frac{u_0}{kT}\right) \right]^n, \quad (7)$$

в которой A и n – постоянные в определенной области температур, u_0 – истинная энергия активации процесса переползания дислокаций.

Согласно уравнению (7), «кажущаяся» энергия активации фона будет равна

$$u = n u_0, \quad (8)$$

причем значение n может быть определено по частотной зависимости Q^{-1} , ибо $Q^{-1} \sim \omega^{-n}$.

Используя равенства (7) и (8), автор работы [4] показал, что для алюминия и сплавов алюминия с магнием в интервале температур от комнатной до 325 °С, где фон растет экспоненциально с увеличением температуры, получается $u_0 = 1,4$ эВ, что отвечает энергии активации самодиффузии для алюминия. В то же время энергия активации u , по данным различных авторов, равна 0,4–0,7 эВ.

Используя возможности крутильного маятника, были определены u , u_0 и n для десяти различных металлов [1]. Полученные данные показывают, что величина u_0 во всех случаях близка к значениям энергии активации самодиффузии, n примерно 0,2 и лишь для свинца $n = 0,33$. Введение примесей в исследованные металлы влияет на величину u_0 незначительно, что доказывает постоянство контролирующего механизма, обуславливающего высокотемпературный фон.

С феноменологической точки зрения соотношение (7) соответствует широкому спектру времен релаксации $\tau = \tau_{\infty} \exp\left(\frac{u_0}{kT}\right)$, когда u_0 практически постоянно, а меняется лишь фактор τ_{∞} , т. е.

$$Q^{-1} = \int_0^{\infty} \frac{\omega \tau \psi(\tau_{\infty})}{1 + \omega^2 \tau^2} d\tau_{\infty}, \quad (9)$$

где $\psi(\tau_{\infty})$ – функция распределения величин τ_{∞} . Выберем функцию распределения в виде

$$\psi(\tau_{\infty}) = a \tau_{\infty}^{n-1} \quad (10)$$

и введем обозначения $\omega \exp\left(\frac{u_0}{kT}\right) \equiv x$; $\omega \tau = x y$.

Тогда выражение (9) можно переписать в виде

$$Q^{-1} = a \int_0^{\infty} \frac{y}{1 + y^2} \tau_{\infty}^{n-1} d\tau_{\infty} = \frac{a}{x^n} \int_0^{\infty} \frac{y^n}{1 + y^n} dy = A x^{-n}, \quad (11)$$

которое совпадает с выражением (7).

Опыт показывает [1], что чем совершеннее кристалл, тем меньше уровень фона. Однако характер зависимости Q^{-1} от T при этом изменяется незначительно. Отсюда следует, что высокотемпературный фон действительно связан с неконсервативным движением дислокаций, а функцию распределения (10) скорее всего можно определить пространственным распределением дислокаций в металле.

Список литературы: 1. Постников В.С. Внутреннее трение в металлах. – М.: Металлургия, 1969. – 332 с. 2. Бутенко В.И. Структурная самоорганизация материала поверхностного слоя обрабатываемой детали. – Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2000. – 168 с. 3. Блатт Ф. Физика электронной проводимости в твердых телах / Пер. с англ. Г.Л. Краско и Р.А. Сурина. – М.: Мир, 1974. – 472 с. 4. Shook G. a.o. Acta metallurgica, 1964, V. 12, p. 1466.

Сдано в редакцию 28.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИХ ПОКРЫТИЙ

Б.И. Генкин, Н.И. Нагулин, И.М. Генкина

(Северодонецкий технологический институт ВНУ имени Владимира Даля)

It is developed mathematical device of problem of optimization of parameters hard vibro-absorbing covering (VAC). Target function and criterion of optimization of parameters VAC are offered. The results of studies to dependencies of factor of mechanical losses recoated designs from parameters VAC are given.

Защита конструкций от вибрационных воздействий относится к числу актуальных задач современной техники. При широкополосных вынуждающих воздействиях, которые имеют место, например, при работе двигателей внутреннего сгорания, компрессоров, реактивных двигателей, конструктивные элементы машин, аппаратов, приборов необходимо рассматривать как системы с распределенными параметрами. Такие системы обладают широким спектром собственных частот, в связи с чем отстройка от резонансов часто становится невозможной. Если при этом спектральные составляющие скоростей и ускорений элементов конструкций превышают допустимые значения, то необходимы дополнительные мероприятия по снижению резонансных амплитуд. В случае изгибных колебаний балочных и пластинчатых элементов конструкций хороший эффект даст нанесение вибропоглощающих покрытий (ВПП) [1].

Эффективность применения вибропоглощающих покрытий зависит от многих факторов: от соответствия частотных диапазонов вынуждающих воздействий и наибольшего поглощения энергии в ВПП, от отношения толщин конструкционного материала и наносимого покрытия, от температуры и физических свойств ВПП. Причем действия различных факторов часто имеют противоречивый характер. Например, обусловленное требованиями поглощения колебательной энергии увеличение толщины ВПП приводит к увеличению массы конструкции и, как следствие, к снижению собственных частот и появлению новых резонансов. В связи с этим возникает задача определения оптимальных параметров ВПП для заданного диапазона частот вынуждающих воздействий. Решение этой задачи сдерживается сложностью математического аппарата теории колебаний упругих систем. В данной статье приводятся результаты исследований по разработке математического аппарата задачи оптимизации параметров жестких ВПП и его применению для балочных и пластинчатых элементов конструкций.

Рассмотрим поперечные колебания балки постоянного сечения длиной l с учетом диссипации энергии в материале балки по гипотезе Кельвина-Фойхта [2]. Дифференциальное уравнение таких колебаний имеет вид:

$$\sigma_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI \left(\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \beta_1 \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} \right) = q(x, t), \quad (1)$$

где $y(x, t)$ – комплексная функция прогиба балки;

x – координата, откладываемая вдоль недеформированной оси балки; t – время;

σ_0 – погонная масса балки;

EI – изгибная жесткость балки;

$q(x, t)$ – интенсивность внешней нагрузки;

β_1 – коэффициент, обратно пропорциональный частоте стационарных колебаний [2].

Представим функции $y(x, t)$ и $q(x, t)$ в виде разложения по собственным формам $X_n(x)$ изгибных колебаний ненагруженной балки без учета трения:

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n(t) X_n(x), \quad q(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} b_n(t) X_n(x). \quad (2)$$

Собственные формы удовлетворяют дифференциальному уравнению

$$\frac{d^4 X_n}{dx^4} - \frac{\sigma_0 p_n^2}{EI} X_n = 0, \quad (3)$$

где p_n – собственные частоты ненагруженной балки без учета трения.

Используя (2) и (3) преобразуем уравнение (1) к виду

$$\sum_{n=1}^{\infty} [\sigma_0 \ddot{a}_n + \beta_1 \sigma_0 p_n^2 \dot{a}_n + \sigma_0 p_n^2 a_n - b_n] X_n = 0.$$

Учитывая ортогональность собственных форм, получим дифференциальное уравнение относительно функции $a_n(t)$:

$$\ddot{a}_n + \beta_1 p_n^2 \dot{a}_n + p_n^2 a_n = \frac{b_n}{\sigma_0}. \quad (4)$$

Уравнение (4) имеет стационарное решение вида

$$a_n = \frac{b_n}{\sigma_0 (p_n^2 - \omega^2 + i \Psi p_n^2)}, \quad (5)$$

где Ψ – коэффициент механических потерь (КМП) балки, облицованной ВПП; i – мнимая единица.

Используя (5) и переходя к безразмерной координате $\xi = x/l$, получим

$$y(\xi, t) = \frac{1}{\sigma_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{b_n(t) \cdot X_n(\xi)}{(p_n^2 - \omega^2 + i \Psi p_n^2)}. \quad (6)$$

Пусть точки крепления балки совершают гармонические колебания по закону $s(t) = S_0 \exp(i\omega t)$. Тогда интенсивность внешней нагрузки

$$q(x, t) = -\sigma_0 S_0 \omega^2 \exp(i\omega t). \quad (7)$$

Разложив функцию (7) в ряд по собственным формам и перейдя к безразмерной координате, получим

$$y(\xi, t) = Y(\xi) \cdot \exp(i\omega t), \quad (8)$$

где

$$Y(\xi) = -\frac{1}{\sigma_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_n \cdot X_n(\xi)}{p_n^2 - \omega^2 + i\psi p_n^2}, \quad (9)$$

$$B_n = \frac{\int_0^1 X_n(\xi) d\xi}{\int_0^1 X_n^2(\xi) d\xi}. \quad (10)$$

Функция $Y(\xi)$ описывает комплексные амплитуды изгибных колебаний точек балки, облицованной ВПП.

Рассмотрим изгибные колебания прямоугольной пластины с упруго присоединенными элементами, облицованной вибропоглощающим материалом. Воспользуемся методикой, предложенной в работе [3]. Дифференциальное уравнение изгибных колебаний нагруженной пластины при кинематическом вынуждающем воздействии $s(t) = S_0 \exp(i\omega t)$ запишем в виде

$$\frac{\partial^4 w}{\partial \xi^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial \eta^4} + \frac{a^4 \sigma}{D} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \frac{a^4 \sigma S_0 \omega^2}{D} \exp(i\omega t), \quad (11)$$

где $w(\xi, \eta, t)$ — комплексная функция прогиба пластины;

$\xi = x/a$, $\eta = y/a$ — безразмерные координаты точек срединной поверхности пластины;

a — один из линейных размеров пластины в плане;

σ — поверхностная масса пластины;

$\bar{D} = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — комплексная цилиндрическая жесткость пластины;

$\bar{E} = E(1+i\psi)$ — комплексный модуль упругости;

E , μ — соответственно, модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала основного (конструкционного) слоя пластины;

ψ — коэффициент механических потерь облицованной конструкции.

Согласно [3] представим комплексную функцию прогиба в виде

$$w(\xi, \eta, t) = W(\xi, \eta) \cdot \exp(i\omega t),$$

где $W(\xi, \eta)$ — функция, описывающая комплексные амплитуды изгибных колебаний точек облицованной пластины. Эта функция может быть представлена в виде [3]:

$$W(\xi, \eta) = \sum_{k=1}^{N_1} \left\{ \sum_{j=1}^{N_2} T_{kj} + \sum_{n=1}^{N_3} (H_{kjn} - r_{kjn}) w_{kn} \right\} G(\xi, \eta, \xi_{kj}, \eta_{kj}) + W_B(\xi, \eta), \quad (12)$$

где $G(\xi, \eta, \xi_{kj}, \eta_{kj})$ — функция влияния [4];

T_{kj} , H_{kjn} , r_{kjn} , w_{kn} — величины, которые определяются выбором модели присоединенных элементов [3];

N_1 — количество присоединенных элементов;

N_2, N_3 — количество точек контакта присоединенных элементов с пластиной [3];

$W_B(\xi, \eta) = a^2 \sigma S_0 \omega^2 \int_0^{1/b} \int_0^{1/a} G(\xi, \eta, \tilde{\xi}, \tilde{\eta}) d\tilde{\xi} d\tilde{\eta}$ — функция, описывающая вынуждающее

воздействие [5];

b/a — отношение длин сторон пластины.

Полученные соотношения (9) и (12) использованы для решения задачи оптимизации параметров вибропоглощающих покрытий балок и пластин. Пусть массив P является совокупностью параметров ВПП. Рассмотрим функцию $\Phi(\omega, P)$, пропорциональную отношению интенсивности изгибных колебаний к интенсивности поступательных колебаний соответствующего твердого тела. В случае изгибных колебаний балок эта функция будет определяться соотношением

$$\Phi(\omega, P) = \frac{1}{S_0^2} \int_0^1 \int_0^1 |Y(\xi, \omega, P)|^2 d\xi d\eta. \quad (13)$$

Для изгибных колебаний пластин функцию $\Phi(\omega, P)$ получим с помощью двойного интегрирования квадрата модуля комплексной амплитуды по координатам ξ и η :

$$\Phi(\omega, P) = \frac{1}{S_0^2} \int_0^1 \int_0^{b/a} |W(\xi, \eta, \omega, P)|^2 d\xi d\eta. \quad (14)$$

При построении функций $\Phi(\omega, P)$ учтено, что комплексные амплитуды (9) и (12) зависят не только от координат, но и от частоты вынужденных колебаний ω и параметров вибропоглощающих покрытий. На рис.1 показана частотная характеристика функции $\Phi(\omega, P)$ при различных значениях коэффициента механических потерь.

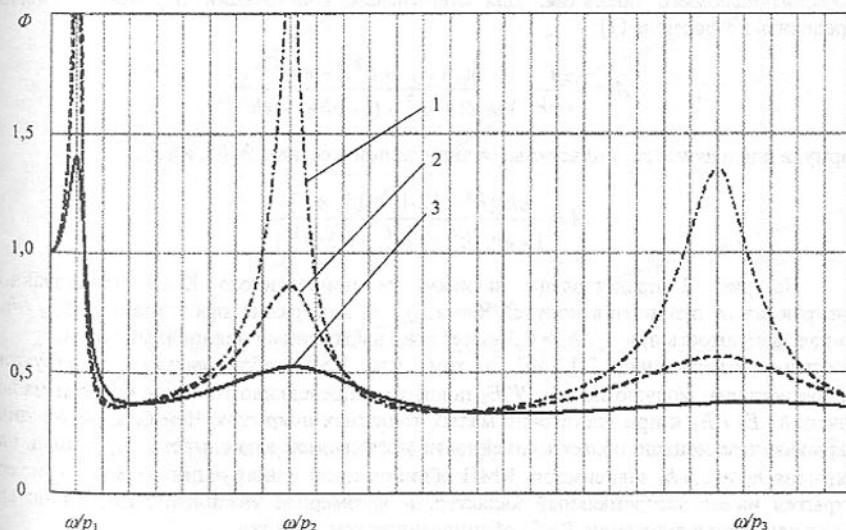


Рис. 1. Частотная характеристика целевой функции: 1 — $\psi = 0,1$; 2 — $\psi = 0,3$; 3 — $\psi = 0,5$

Рассматриваемая частотная зависимость имеет резонансный характер. Увеличение коэффициента механических потерь в наибольшей степени сказывается на высоких частотах. В окрестности первой собственной частоты эффективного снижения интенсивности изгибных колебаний можно добиться только при значениях $\Psi > 0,4$.

Учитывая характер частотной зависимости функции $\Phi(\omega, P)$ в качестве критерия оптимальности ВПП, подлежащего минимизации по переменным из массива P , примем функцию

$$K(P) = \max_{\omega \in [\omega_1, \omega_2]} \left\{ \max_P [\Phi(\omega, P)] \right\}. \quad (15)$$

Для поиска минимума функции (15) могут использоваться поисковые методы, например, метод наискорейшего спуска.

При выборе параметров ВПП, по которым следует вести минимизацию функции (15), необходимо иметь в виду, что КМП облицованной конструкции оказывается ниже КМП самого вибропоглощающего покрытия. КМП облицованной конструкции можно рассчитать по формуле [1]

$$\Psi = \Psi_K + \Psi_1 + (\Psi_2 - \Psi_1)A,$$

где Ψ_K – КМП, отражающий конструктивное трение;

Ψ_1 – КМП основного (конструкционного) слоя;

Ψ_2 – КМП вибропоглощающего покрытия;

A – параметр, определяющий долю энергии, которая поглощается в облицованной конструкции за один цикл колебаний

Величина параметра A зависит от отношений: $e = E_2 / E_1$ и $h = h_2 / h_1$, где E_1, h_1 – модуль Юнга и толщина основного слоя; E_2, h_2 – модуль Юнга и толщина вибропоглощающего покрытия. Для стержневых конструкций параметр A можно определить по формуле [1]:

$$A = \frac{eh}{1+eh} \cdot \frac{3(1+h)^2 + h^2(1+eh)^2}{3eh \cdot (1+h)^2 + (1+eh)(1+eh^3)}.$$

Формула для параметра A пластины, облицованной жестким ВПП, имеет вид [6]:

$$A = \frac{eh \cdot [h^2 + 12 \cdot (1 + 0,5 \cdot h)^2]}{1 + eh \cdot [h^2 + 12 \cdot (1 + 0,5 \cdot h)^2]}.$$

На рис. 2 представлены зависимости приведенного КМП облицованной конструкции от отношения модулей Юнга E_2 / E_1 для различных отношений h_2 / h_1 . Данная зависимость при $h_2 / h_1 > 0,5$ имеет ярко выраженный нелинейный характер. Известное утверждение [1], [6] о том, что КМП облицованной конструкции пропорционален модулю потерь $\Psi_2 E_2$ покрытия справедливо только в области малых значений E_2 / E_1 и при достаточно малых толщинах покрытия. Чем больше толщина покрытия, тем меньше область линейности исследуемой зависимости. При толщинах покрытия $h_2 > 1,5 \cdot h_1$ зависимость КМП облицованной конструкции от модуля потерь покрытия имеет экстремальный характер, и чрезмерное увеличение модуля потерь может привести к снижению КМП облицованной конструкции.

На рис. 3 представлены зависимости приведенного КМП облицованной конструкции от отношения толщин h_2 / h_1 для различных значений отношения E_2 / E_1 . Эта зависимость также имеет нелинейный характер.

При малых значениях модуля потерь эффективность применения ВПП слабо зависит от толщины покрытия, пока вибропоглощающий слой имеет толщину, сопоставимую с толщиной конструкционного слоя.

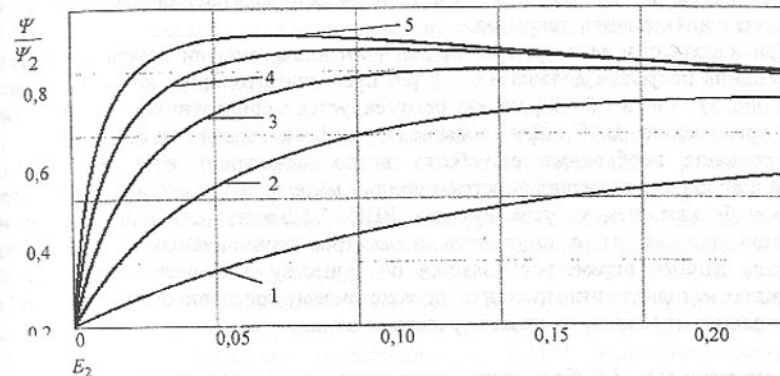


Рис. 2. Зависимость приведенного КМП конструкции от отношения модулей Юнга: 1 – $h = 0,5$; 2 – $h = 1,0$; 3 – $h = 1,5$; 4 – $h = 2,0$; 5 – $h = 2,5$

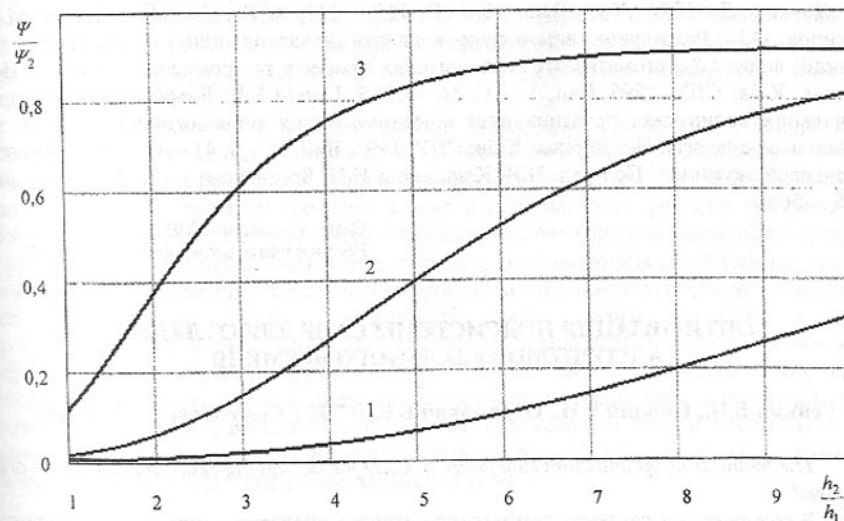


Рис. 3. Зависимость приведенного КМП конструкции от отношения толщин ВПП и конструкции: 1 – $e = 10^{-4}$; 2 – $e = 10^{-3}$; 3 – $e = 10^{-2}$

Если вибропоглощающий слой имеет толщину, в несколько раз превышающую толщину конструкционного слоя, то КМП облицованной конструкции практически

пропорционален отношению h_2 / h_1 . При дальнейшем увеличении толщины покрытия наступает насыщение и КМП облицованной конструкции практически не увеличивается. Аналогичный характер имеет исследуемая зависимость при средних и больших значениях модуля потерь покрытия. Однако, чем больше модуль потерь, тем круче идет линейный участок зависимости, и область насыщения наблюдается при меньших значениях толщин покрытия.

При использовании современных ВПП, имеющих модули потерь порядка 10^3 МПа, толщина покрытия должна в 4 – 5 раз превышать толщину конструкционного слоя (см. рис. 3), а не в 1,5 – 2 раза, как рекомендуется в справочниках (см., например, [6]) по применению ВПП. Для повышения эффективности применения метода вибропоглощения необходима разработка новых поколений вибропоглощающих покрытий и вибропоглощающих конструкционных материалов, модули потерь которых на порядок больше, чем у существующих ВПП. Эффективность вибропоглощения существенно зависит от совокупности параметров применяемых ВПП, поэтому определение данных параметров является по существу оптимизационной задачей. Разработанная методика оптимизации по предложенному критерию оптимальности (15) позволяет решать эту задачу на стадии проектирования.

Список литературы: 1. Виброзащита радиоэлектронной аппаратуры полимерными компаундами / Под ред. Ю.В. Зеленева. – М.: Радио и связь, 1984. – 120 с. 2. Василенко Н.В. Теория колебаний. – Киев: Вища школа, 1992. – 430 с. 3. Генкин Б.И. Моделирование вибраций пластин с упруго присоединенными элементами // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. тр., Донецк: ДонГТУ. 2001. Вып. 16. – С. 115 – 119. 4. Генкин Б.И., Нагулин М.И., Архипов О.Г. Розрахунок вимушених коливань печатних плат з використанням функцій впливу // Автоматизація технологічних процесів та промислової екології: Н-т збірник, Київ: СДУ. 1996. Вип. 1. – С. 56 – 60. 5. Генкин Б.И. Вимушені впливи при згинальних коливаннях печатних плат // Автоматизація технологічних процесів та промислової екології: Н-т збірник, Київ: СДУ. 1997. Вип. 2. – С. 43 – 45. 6. Справочник по судовой акустике / Под ред. И.И. Клюкина и И.И. Боголепова – Л.: Судостроение, 1978. – 503 с.

Сдано в редакцию 22.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОДСИСТЕМЫ САПР ДЛЯ ОТЛАДКИ АЛГОРИТМОВ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

Генкин Б.И., Смолий В.Н., Охрамович В.К. (СТИ, г. Северодонецк, Украина)

The methods of optimization subsystem of CAD for debugging real-time algorithm are described.

В современных системах автоматизированного проектирования (САПР) широко применяются алгоритмы реального времени (АРР), т.е. алгоритмы, корректность функционирования которых зависит от соблюдения временных ограничений. Такие алгоритмы реализуются обычно двумя методами: многозадачности и многопоточности [1]. Основным недостатком многозадачности – необходимости поддержки времени выполнения для доступа к памяти. Это приводит к необходимости выполнения системой дополнительных действий при переключении контекстов. Поэтому наиболее распространенный подход при разработке систем реального времени –

многопоточность. В данном методе система выполняет один процесс, в рамках которого запущено несколько потоков, т.е. выполняются несколько блоков программ, занимающих время процессора. Недостатком многопоточности является возможность модификации чужих данных какой-либо задачей. В связи с этим приходится использовать средства синхронизации (семафоры, мьютексы, критические секции, события). Возрастающая сложность разрабатываемых алгоритмов реального времени делает актуальной проблему их отладки. Данная статья посвящена анализу существующих, а также разработке и оптимизации перспективных подсистем САПР отладки АРР.

Для реализации «мягкого» реального времени (минимально возможный период выполнения 55мс) используется Win32 API пользовательского режима (Ring3) с высоким приоритетом выполнения, а для «жесткого» реального времени (период – 100нс) – API ядра операционной системы (Ring0). В качестве ОС реального времени рассматривается ОС Windows 2000/XP, а в качестве языка программирования VC++.

В общем случае, отладка предназначена для обнаружения и исправления ошибок в коде программы. Если проблему отладки рассматривать с точки зрения САПР, то она еще необходима для проверки и контроля правильности функционирования кода, составленного с помощью встроенного в САПР пользовательского языка программирования (к таким можно отнести языки стандарта МЭК IEC 1131 – IL, ST, SFC или FBD), если такой имеется. Рассмотрим четыре метода для отладки алгоритмов реального времени.

Первый из них – отладка на этапе проектирования с помощью средств, встроенных в среду программирования (типа точки останова и окна просмотра значений переменных). Этот метод применяется на первых стадиях проектирования алгоритмов. Он не позволяет быстро и эффективно отлаживать многопоточные приложения и алгоритмы реального времени, но удобен для локализации простых семантических ошибок. [2]

Второй метод – это метод генерации отладочных сообщений и контроля за неожиданными значениями переменных. Этот метод может использоваться при отладке как самого САПР, так и его пользовательских программ. Для реализации этого метода в систему программирования вводят ряд отладочных функций (макросов) и окно слежения и вывода отладочных сообщений. Эти функции (макросы) присутствуют и работают только в отладочной версии программы. В заключительной (release) версии они хоть и присутствуют в самом тексте программы, но в результирующий объектный код не включаются. Чтобы реализовать такой дуализм функций, в язык программирования должна быть встроена условная компиляция и глобальные макросы определения типа результирующего кода программы. С помощью глобальных макросов пользователь должен определить параметры компиляции, а препроцессор – развернуть текст программы в соответствии с целью компиляции. Так в языке C++ для определения режима компиляции используется макрос DEBUG, а отладочные функции на примере ASSERT выглядят следующим образом [1]:

```
#ifdef _DEBUG
#define _ASSERT(expr) \
do { if (! (expr) && \
(1 == _CrtDbgReport(_CRT_ASSERT, __FILE__, __LINE__, NULL, \
NULL))) \
_CrtDbgBreak(); } while (0)
#else
```

```
#define _ASSERT(expr) ((void)0)
#endif
```

Т.е. если макрос `_DEBUG` определен, то препроцессор каждый вызов макроса `_ASSERT` заменит на его тело, в котором при ложном значении переменной `expr` на экран выдается следующее сообщение (рис.1)

Если идет компиляция финальной версии программы, т.е. макрос `_DEBUG` не определен, то вызов макроса `_ASSERT` заменится просто нулем.

Макрос `_ASSERT` прерывает ход выполнения программы и нарушает временные показатели из-за приостановки кода модалным диалогом. Во многих случаях необходимо не прерывать выполнение из-за неверного значения переменных, а следить за их изменением в режиме отладки. Для таких случаев в C++ существует макрос `_TRACE`, который выдает в окно отладки форматированное сообщение, схожее с известной простейшей функцией C – `printf` [3].

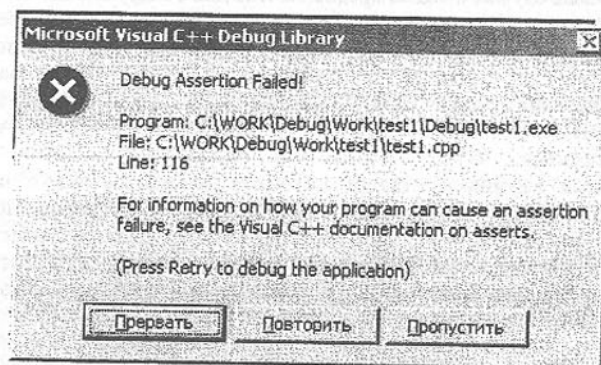


Рис. 1 – Окно сообщения макроса `_ASSERT`

Главным вопросом второго этапа отладки является – «Зачем и когда нужно использовать отладочные макросы?». Например, стоит задача – написать функцию инициализации COM и связи с COM-сервером. При стандартном подходе такая программа выглядела следующим образом:

```
void Init(IServer* pServer){
    if (pServer){/(1)
        pServer->Release();
        pServer = NULL;
    }
    else{
        if(FAILED(CoInitializeEx(NULL,
COINIT_MULTITHREADED)))/(2)
            return;
    }
    if(FAILED(::CoCreateInstance(CLSID_SERV,NULL,CLSCTX_LOCAL_SE
RVER, IID_IServer, (void*)&pServer))){
```

```
CoUninitialize();
}
```

Т.е. для надежности функционирования кода необходимо перепроверять переменные и результаты вызова функций. Если какой-либо результат окажется неудачным, то необходимо предусмотреть механизм обработки такой исключительной ситуации. В некоторых случаях нет необходимости в такой тщательной проверке. Например, в библиотеке WTL используется макрос `ATLASSERT`, сообщающий только о том, что некая оконная функция используется без создания окна.

Исходя из примера, приведенного выше, видно что, если функция создана только для частного использования, то при ее вызове переменная `pServer` еще не определена, а COM не инициализирован. Тогда нет надобности в условии (1), а условие (2) можно свести к простому вызову функции инициализации. Если создаваемая функция предназначена для общего использования и открыта для доступа (является частью шаблона или свободно распространяется), то в код программы необходимо включить макросы отладки, чтобы определить возможности ее оптимизации и пределы использования в конкретно поставленной задаче. При этом код функции будет выглядеть следующим образом:

```
void Init(IServer* pServer){
    _ASSERT(pServer)/(1)
    _ASSERT(SUCCEEDED(CoInitializeEx(NULL,
COINIT_MULTITHREADED)))/(2)
    if(FAILED(::CoCreateInstance(CLSID_SERV,NULL,CLSCTX_LOCAL_SE
RVER, IID_IServer, (void*)&pServer))){
        CoUninitialize();
    }
}
```

На стадии отладки пользователь данной функции может узнать, когда вызывается эта функция с уже определенным указателем на интерфейс, а когда – нет. И в результате изменить тело функции под решаемую задачу. Аналогично решается ситуация и с инициализацией COM.

Еще одним преимуществом данного метода является существенное уменьшение времени отладки многопоточных приложений, что очень важно и для систем с реальным временем. Без отладочных сообщений, которые не останавливают выполнение потоков (`_TRACE`, `_TRACERT`, `_ATLTRACE`), отладка множества потоков практически невозможна. А к недостатком, как первого, так и второго методов можно отнести то, что необходимы средства отладки и среда программирования. Следующие два метода можно отнести к методам «самоотладки» в процессе выполнения уже «release» версии программы.

Метод третий – обработка и генерация исключений. В существующие языки программирования включены специальные языковые структуры, которые предназначены для слежения за ходом выполнения программы с целью перехвата возможных исключительных ситуаций, чтобы каким-либо образом отреагировать на них. Так в языке BASIC существует структура «On Error», а в языке C++ – «try catch».

Рассмотрим предыдущий пример связи с COM сервером, но добавим еще одно условие – если после удачной связи с сервером, его методы `Connect` или `GetValues`

возвратили ошибку, то необходимо разорвать связь и деинициализировать COM. При этом между вызовами функций сервера могут присутствовать другие операторы. При обычном подходе алгоритм будет выглядеть следующим образом:

```
void Init(IServer* pServer){
    if (pServer){
        pServer->Release();
        pServer = NULL;
    }
    else{
        if(FAILED(CoInitializeEx(NULL, COINIT_MULTITHREADED))){
            return;
        }
        if(FAILED(::CoCreateInstance(CLSID_SERV, NULL, CLSCTX_LOCAL_SE
RVER, IID_IServer, (void**)&pServer))){
            CoUninitialize();(1)
        }
        if(FAILED(pServer->Connect())){
            pServer->Release();
            pServer = NULL;
            CoUninitialize();(2)
        }
        //...
        if(FAILED(pServer->GetValues())){
            pServer->Release();
            pServer = NULL;
            CoUninitialize();(3)
        }
    }
}
```

Если посмотреть на код подпрограммы, то ясно можно увидеть три схожие ситуации (1), (2) и (3). Поэтому тело функции можно оптимизировать с помощью генерации и перехвата исключительных ситуаций. При этом код алгоритма будет выглядеть следующим образом:

```
void Init(IServer* pServer){
    _ASSERT(pServer)
    _ASSERT(SUCCEEDED(CoInitializeEx(NULL,
COINIT_MULTITHREADED)))
    try{
        if(FAILED(::CoCreateInstance(CLSID_SERV, NULL, CLSCTX_LOCAL_SE
RVER, IID_IServer, (void**)&pServer))) throw 0;
        if(FAILED(pServer->Connect())) throw 1;
        //...
        if(FAILED(pServer->GetValues())) throw 2;
```

```
}catch(int err){
    if (err>0){
        pServer->Release();
        pServer = NULL;
    }
    CoUninitialize();
} catch(...){
    //обработка других ошибок
}
```

Как видно из примера, если связь с сервером не удалась или функции вызвались неудачно, то программа сама генерирует исключения, которые обработчик «catch» умеет перехватывать и обрабатывать. Преимуществом данного метода является то, что при использовании обработчика исключений можно перехватывать большое количество ошибок, как своих, генерируемых в самой программе, так и ошибок из используемых в программе библиотек других разработчиков (генерация исключений является в настоящий момент одним из главных средств слежения за ошибками, поэтому и ОС, и библиотеки сторонних разработчиков, и механизмы связи COM, RPC – все работают с исключениями). К недостаткам данного метода можно отнести то, что существует масса событий в системе, таких как «переполнение», «выход за границы массива», «неверная инструкция», которые перехватить через «try catch» невозможно.

Четвертый метод отладки – это создание специализированных отладчиков процессов как в пользовательском режиме, так и на уровне ядра.

Специализированный отладчик позволяет следить (трассировать) за любыми процессами операционной системы – как дочерними, так и сторонними.

Для создания отладчика пользовательского режима в ОС предусмотрены специальные средства – это функция настройки отладчика на какой-нибудь процесс - DebugActiveProcess, функция прослушивания порта отладки – WaitForDebugEvent, и функция продолжения прослушивания – ContinueDebugEvent.

При создании или завершения потока или процесса, загрузки или выгрузки динамической библиотеки, а также при возникновении исключения осуществляется проверка наличия у текущего процесса порта отладки. Если он обнаружен, то отладчик ядра создает сообщение, описывающее произошедшее событие. Все потоки, кроме текущего, приостанавливаются, и сообщение отсылается в порт отладки. После этого отладчик пользовательского режима получает это сообщения и отправляет ответ с помощью функции ContinueDebugEvent. При получении ответа приостановленные потоки возобновляются. Сообщение, посланное порту отладки, представляет собой структуру Win32 DEBUG_EVENT[4].

Все потоки, созданные функциями Win32, имеют высокоуровневый обработчик исключений. На поведение этого обработчика способен повлиять вызов функции Win32 SetUnhandledExceptionFilter. Эти функциональные возможности позволяют определить последний произвольный обработчик, который обрабатывает все необработанные исключения потоков в процессе. Не существует никакого специального механизма, способного сделать произвольный обработчик первым (который обладает возможностью обрабатывать все необработанные исключения всех потоков перед проверкой стека потока для фреймо-ориентированных обработчиков), но, зная алгоритм работы диспетчера исключений, можно обеспечить и эти

функциональные возможности, подправив бинарный код функции KiUserExceptionDispatcher (фактически некоторые утилиты именно так и поступают).

Низкоуровневый отладчик или отладчик ядра вызывается самим ядром с помощью функции KiDebugRoutine и является первым во всей очереди отладчиков. С помощью отладчика ядра можно легко отслеживать не только обращения к внешним функциям, а также обращения к ячейкам памяти. С помощью функциональных возможностей отладчика ядра можно реализовать также и систему точек останова.

Трассировка обращений к экспортируемым функциям всех DLL, которые были загружены процессом, с помощью отладчика режима ядра выполняется приблизительно на 60% быстрее, чем вариант, использующий API отладки Win32. Трассировка позволяет получить более полную информацию, чем утилиты, обращающиеся к каталогам экспорта образов, загружаемых DLL, но она отнимает больше ресурсов и времени процессора. Приложение, использующее трассировку, выполняется на 20% быстрее.

Обычно при создании системы программирования САПР в качестве транслятора пользовательского языка программирования используются либо интерпретаторы, либо компиляторы. Если САПР не критичен к времени выполнения и не выполняет алгоритмы в реальном масштабе времени, то отладка пользовательских алгоритмов осуществляется с помощью самого интерпретатора с помощью второго или третьего методов отладки. Но интерпретация – процесс, с точки зрения реального времени, очень медленный. Он может обеспечить только «мягкое» реальное время, да и то за счет оптимального программирования интерпретатора. Создание интерпретатора с возможностями многопоточности (а без него APP быть не может) приведет к резкому усложнению алгоритма интерпретации, что влечет за собой усложнение реализации реального времени. Для достижения действительного реального времени система программирования САПР должна базироваться только на компиляторах с возможностями оптимизации и отладки с использованием всех четырех вышеописанных методов. Тогда система программирования станет более надежной, так как пользовательский «ненадежный» код будет отлаживаться с помощью систем точек останова и трассировки. В этом случае будет использоваться встроенная в ОС многопоточность (не надо проектировать собственный диспетчер как в случае с интерпретатором). Это позволит обеспечить уменьшение минимального периода реального времени.

Список литературы: 1. Костюхин К.А. Отладка систем реального времени, 2003. - НИИСИ РАН. 2. Шаргин А. Возможности встроенного отладчика Visual C++, 2002. 3. Schetin A. Code that debugs itself, 2003. 4. Неббет Г. Справочное пособие для разработчиков программного обеспечения для Windows NT/2000. : Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2002. – 528 с.: ил. – Парал. тит. англ.

Сдано в редакцию 19.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

ЦЕЛЕВОЕ ФОРМИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОДУКЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ПРИМЕРЕ ШИРОКОПОЛОСНОГО ПРОКАТА

Гладчук Е.А. (ДонГУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк, Украина)

There are the purpose and the research problem of the discrete action technical system production indices purpose forming. The parameterical scheme of the discrete action technical system production indices forming is given. There is the bond graph of the broad-strip rolled metal indices forming. The generalized function of technological process automatized system control managing influence is given for the rolling-mill as the discrete action technical system. There are the results of the broad-strip rolling-mill 2000 experimental rolling. The research results conclusions are given. There is to formulate a direction of the receipt results use directions.

Техническая система дискретного действия характеризуется постоянным изменением внутренних краевых условий взаимодействия. Для прокатного стана, например, это сводится к нестабильности условий взаимодействия в очаге деформации вследствие изменения кинематических и силовых параметров при переходном процессе, который имеет место как в процессе захвата и выброса проката валками клетки, так и в процессе регулирования [1].

В настоящий момент начальные условия, при которых автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) прокатного стана решает задачу управляющего воздействия на прокат, сводятся к формализованному частному случаю, когда имеет место стабилизация параметров переходного процесса во времени. Однако, выдача и реализации АСУ ТП управляющего воздействия на прокат в соответствии с такими начальными условиями, устраняет в принципе возможность использования новых технологий прокатки, связанных с целенаправленным созданием неравенства параметров очага деформации для улучшения показателей широкополосного проката [2].

При обеспечении целенаправленного неравенства краевых условий в очаге деформации, структура широкополосного проката может приобрести несимметричность по толщине [3]: центральные слои материала получают более мелкое зерно, чем поверхностные. В результате появляется возможность к изменению величины показателей широкополосного проката, которые нормируются [4] по: твердости НВ без термической обработки после контролируемой прокатки, в нормализованном или в отожженном состоянии; пределу текучести σ_T , $\frac{H}{\text{мм}^2}$; временному сопротивлению разрыву σ_B ,

$\frac{H}{\text{мм}^2}$; относительному удлинению δ_s , %; относительному сужению поперечного сечения ψ ; работе удара KV при 20°C, Дж. Помимо вышеперечисленных параметров, для проката толщиной более 10 мм нормируется микроструктура в баллах.

Цель исследования – расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатного стана, как типовой технической системы дискретного действия, в целевом формировании показателей широкополосного проката путем выработки и реализации оперативного управляющего воздействия на прокат в режиме непосредственного автоматического управления.

Задача исследования – получение и проверка в промышленных условиях обобщенной функции управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП прокатного стана, как типовой технической системы дискретного действия, обеспечивающей целевое формирование показателей широкополосного проката в режиме непосредственного автоматического управления.

Показатели продукции технической системы дискретного действия $\sum Y = \{y_1, \dots, y_n\}$ (где $n \geq 1$ – количество весовых параметров) формируются как результат (рис. 1):

$\sum X = \{x_1, \dots, x_n\}$ – заданных конкретных входных параметров состояния системы;

$\sum F = \{f_1, \dots, f_n\}$ – внешних возмущающих факторов;

$\sum O = \{o_0, \dots, o_i\}$ – однозначных конечных параметров состояния перерабатываемого продукта, где $i \geq 0$ – количество состояний перерабатываемого продукта ($i = 0$ в исходном состоянии (до переработки), $i \geq 1$ – в процессе переработки);

$\sum U^i = \{u_1^i, \dots, u_n^i\}$ – внутренних возмущающих факторов.

В соответствии с параметрической схемой (рис. 1) процесс формирования показателей продукции технической системы дискретного действия может быть представлен в общем виде как

$$\sum Y = \sum O, \quad (1)$$

или

$$\sum Y = \begin{cases} \sum X; \\ \sum F; \\ \left\{ \sum E^i - \sum (\sum X + \sum U^i); \right. \\ \left. \sum U^i - \sum (\sum E^i + \sum F), \right. \end{cases} \quad (2)$$

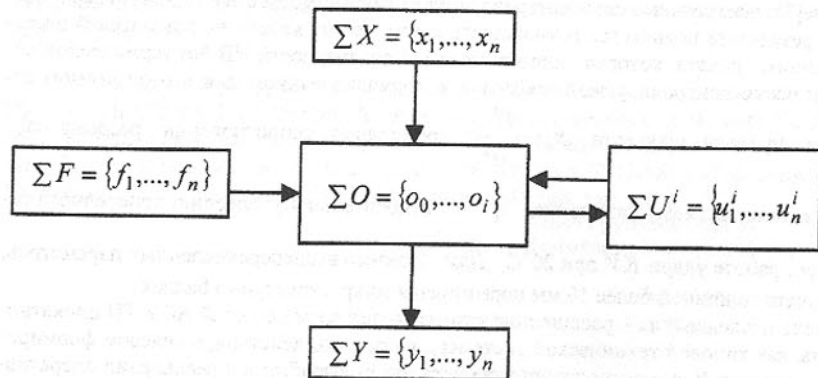


Рис.1. Параметрическая схема формирования показателей продукции технической системы дискретного действия.

где $\sum E^i$ – преобразование состояния перерабатываемого продукта в режиме непосредственного автоматического управления.

Преобразование состояния перерабатываемого продукта в соответствии с количеством весовых параметров может быть выражено в виде

$$\sum E^i = \sum \begin{pmatrix} E_1^i \\ \dots \\ E_n^i \end{pmatrix}, \quad (3)$$

Так как, заданные конкретные входные параметры состояния $\sum X$ технической системы дискретного действия и внешние возмущающие факторы $\sum F$ можно описать в виде фиксированных констант, обобщенная функция управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП прокатного стана, как типовой технической системы дискретного действия, может быть представлена в виде

$$f^{(nW)} = \begin{cases} \sum \begin{pmatrix} E_1^i \\ \dots \\ E_n^i \end{pmatrix} - \sum (\sum X + \sum U^i); \\ \sum U^i - \sum \left(\sum \begin{pmatrix} E_1^i \\ \dots \\ E_n^i \end{pmatrix} + \sum F \right), \end{cases} \quad (4)$$

В соответствии с рис. 1 и выражениями (2) и (3) может быть построен связной граф формирования показателей широкополосного проката (рис.2), как продукции типовой технической системы дискретного действия.

В общем случае процесса прокатки, состояние готового широкополосного проката Y , которое описывается набором нормируемых показателей состояния готового проката y_n в соответствии с [4], является результирующей следующих факторов (рис. 2):

X – исходного состояния прокатного стана в соответствии с используемой схемой прокатки;

x_n – набора технологических параметров в исходном состоянии прокатного стана в соответствии с используемой схемой прокатки;

F – сопротивления пластической деформации в конкретных условиях процесса прокатки;

f_n – набора энергосиловых параметров в конкретных условиях процесса прокатки;

o_i – состояния проката, где $i = 0, \dots, 3$ – количество состояний проката в процессе прокатки: o_0 – до начала процесса прокатки, o_1 – в начале процесса прокатки при

заполнении очага деформации, o_2 – в процессе прокатки, o_3 – в конце процесса прокатки при выходе из очага деформации;

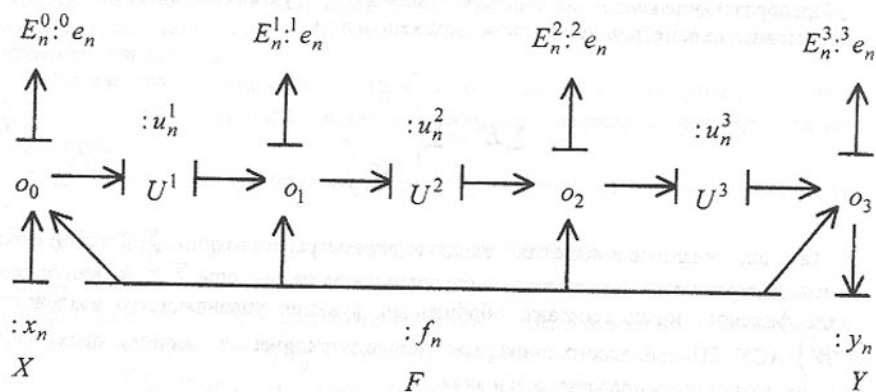


Рис. 2. Связной граф формирования показателей широкополосного проката.

U^i – переходного процесса при конкретных условиях прокатки (где $i = 1, \dots, 3$ – смотри выше): U^1 – в начале процесса прокатки при заполнении прокатом очага деформации, U^2 – в процессе прокатки, U^3 – в конце процесса прокатки при выходе проката из очага деформации;

u_n^i – набора энергосиловых и временных параметров переходного процесса при конкретных условиях прокатки;

E_n^i – преобразования состояния проката в конкретных условиях процесса прокатки (где $i = 0, \dots, 3$ – смотри выше): E_n^0 – до начала процесса прокатки, E_n^1 – в начале процесса прокатки при заполнении прокатом очага деформации, E_n^2 – в процессе прокатки, E_n^3 – в конце процесса прокатки при выходе проката из очага деформации;

e_n – соответственного набора количественных и качественных показателей состояния проката в конкретных условиях процесса прокатки (где $i = 0, \dots, 3$ – смотри выше);

$n \geq 1$ – количество весовых параметров.

В соответствии со связным графом формирования показателей широкополосного проката (рис. 2), как продукции технической системы дискретного действия, обобщенная функция управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП прокатного стана (4) приобретет вид (5).

Таким образом, целевое формирование показателей широкополосного проката в режиме непосредственного автоматического управления АСУ ТП прокатного стана сводится к прогнозированию в реальном масштабе времени состояния проката в соответствии с обобщенной функцией управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП прокат-

ного стана (5), как типовой технической системы дискретного действия, при переходном процессе в конкретных условиях прокатки.

$$f^{(nW)} = \begin{cases} \sum \begin{pmatrix} E_1^1 \\ \dots \\ E_n^1 \end{pmatrix} - \sum (\sum X + \sum U^1); \\ \sum U^1 - \sum \begin{pmatrix} E_1^1 \\ \dots \\ E_n^1 \end{pmatrix} + \sum F; \\ \sum \begin{pmatrix} E_1^2 \\ \dots \\ E_n^2 \end{pmatrix} - \sum (\sum X + \sum U^2); \\ \sum U^2 - \sum \begin{pmatrix} E_1^2 \\ \dots \\ E_n^2 \end{pmatrix} + \sum F; \\ \sum \begin{pmatrix} E_1^3 \\ \dots \\ E_n^3 \end{pmatrix} - \sum (\sum X + \sum U^3); \\ \sum U^3 - \sum \begin{pmatrix} E_1^3 \\ \dots \\ E_n^3 \end{pmatrix} + \sum F, \end{cases} \quad (5)$$

Целевое формирование показателей широкополосного проката с использованием положений (5) было выполнено для случая прокатки из стали 08пс полосы размером 8,0 x 1680 мм в условиях промышленного широкополосного стана 2000 АОЗТ НЛМК (Российская Федерация). Результаты представлены на рис. 3. В соответствии с требованиями [4], оценка показателей широкополосного проката осуществлялась по: твердости НВ без термической обработки (рис. 3 а); временному сопротив-

лению разрыву $\sigma_s, \frac{H}{мм^2}$ (рис. 3 б); относительному удлинению $\delta_s, \%$ (рис. 3 в); работе удара KV при 20°C, Дж (рис. 3.г). Так как толщина полосы не превышала 10 мм, микроструктура проката не оценивалась.

Сравнение показателей широкополосного проката [4] и проката, прокатанного по типовой схеме прокатки и при целевом формировании показателей, показало в, последнем случае, улучшение механических свойств, в среднем, на 4,0% и 3,65% соответственно. При этом: снижение твердости НВ без термической обработки на 3,1% и 2,7%; рост

временного сопротивления разрыву σ_b на 2,9% и 1,7%; повышение величины относительного удлинения δ_s на 8,6%; увеличение работы удара KV при 20°C на 1,6%.

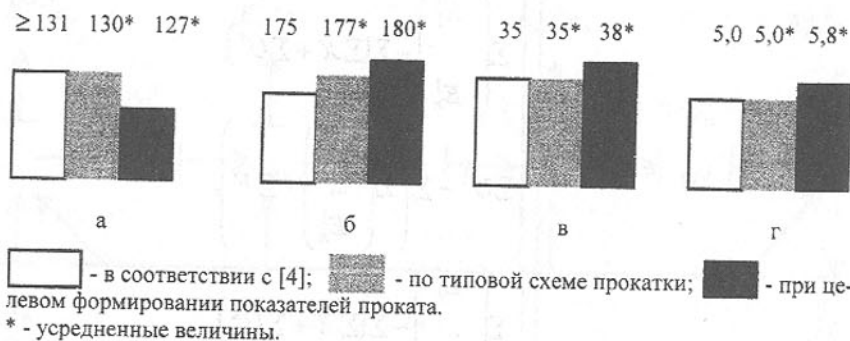


Рис. 3. Механические свойства широкополосного проката из стали 08 пс размером 8,0 x 1680 мм.

В соответствии с вышеизложенным, использование обобщенной функции управляющего воздействия $f(W)$ АСУ ТП прокатного стана в виде выражения (5) может реально обеспечить расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатного стана, как технической системы дискретного действия, в целевом формировании показателей широкополосного проката путем выработки и реализации оперативного управляющего воздействия на прокат в режиме непосредственного автоматического управления в реальном масштабе времени.

Список литературы: 1. Гладчук Е.А. Многоуровневое прогнозирование параметров технической системы дискретного действия на примере прокатного стана. В сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 25. – С. 77 – 81. 2. Гладчук Е.А. Возможности управления геометрией и механическими свойствами толстого раската в общем случае процесса прокатки// Металлы и литье Украины. – 2001. – № 1-2. – С. 35 - 38. 3. Горелик В.С., Клименко И.В. Классификация и анализ процессов листовой прокатки с асимметричным очагом деформации// Металлы. – 1997. – № 3. – С. 38 – 48. 4. ГОСТ 1577-93 Прокат толстолистовой и широкополосный из конструкционной стали. Технические условия. – К.: Госстандарт Украины, 1999. – 26 с.

Сдано в редакцию 02.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Минаев А.А.

СИНТЕЗ СТРУКТУРЫ ГРУППОВОЙ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЬЕВ ВТУЛОК ЗУБЧАТЫХ МУФТ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ

Грубка Р.М., Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In clause the analysis of the existing design decisions concerning geometry tooth of cartridges gear coupling is executed. The new spatial geometry tooth, combining in itself of advantage existing geometry tooth and allowing is offered to compensate a corner of a skew of connection in some interval of meanings.

Совершенствованию конструкции зубчатых муфт посвящен целый ряд работ как отечественных так и зарубежных ученых. Причем видоизменялись в процессе этого развития большинство их элементов, в том числе и форма зуба втулки. Так первые конструкции зубчатых муфт имели прямолинейные эвольвентные зубья. Эти зубчатые муфты компенсировали малые углы перекоса осей валов (до 30'), вследствие возникновения кромочного контакта зубьев, что значительно ухудшало условия работы муфты и уменьшало её ресурс [1]. Для увеличения компенсирующей способности муфты уменьшали длину зубьев втулки и скругляли их кромки. При этом было установлено, что при больших углах перекоса осей валов число нагруженных зубьев было ограничено двумя диаметрально противоположными и тогда возникла необходимость в центровке полумуфт. Дальнейшее развитие конструкции зубчатых муфт привело к тому, что наружную поверхность зубьев втулки начали изготавливать по сфере с центром на оси симметрии зубчатого венца втулки. Зубья втулки в этом случае имеют также прямолинейную образующую, как и в первых конструкциях муфт и как следствие те же недостатки [1].

В настоящее время для повышения несущей и компенсирующей способности зубчатых муфт применяют продольную и профильную модификации зубьев [1, 2]. Продольная модификация зубьев применяется для компенсации осевых погрешностей монтажа муфт [1, 2]. При этом образующая боковой поверхности зубьев втулки может быть ломаной – двусторонне скошенной, эллиптической, круговой и так далее, что определяется предъявляемыми к муфте требованиями: обеспечение компенсации максимального угла перекоса при минимальном гарантированном боковом зазоре; получение нужного характера контакта поверхностей зубьев; уменьшение контактных напряжений и др. [3, 4]. Каждый из перечисленных способов аппроксимации линии смещения исходного контура имеет свои достоинства и недостатки. При этом отклонение кривых друг от друга в пределах ширины втулки незначительно. Поэтому наиболее технологичной в изготовлении является аппроксимация линии смещения исходного контура по окружности. При этом компенсируется угол не более 45', но имеются следующие недостатки: контакт зубьев в ряде случаев является точечным, а это отрицательно влияет на долговечность муфты, пятно контакта смещается на вершину зуба втулки из-за возникновения угла контактирования между эвольвентными профилями, вследствие тангенциальных смещений рабочих поверхностей зубьев нагрузка по периметру зацепления муфты распределяется неравномерно.

Профильная модификация зубьев применяется для компенсации радиальных погрешностей монтажа муфт [1, 2]. Введение профильной модификации зубьев муфты устраняет концентрацию контактных напряжений по высоте зубьев. То есть профильная модификация зубьев отчасти решает проблему вершинного контактирования зубьев втулки и обоймы так же при ограниченном угле перекоса зубьев.

Одновременная модификация зубьев по профилю и образующей описана в работах [1, 2]. Однако такая форма применима только для зубьев зубчатых колёс, а для

зубьев муфт она не нашла широкого применения из-за того, что зубья муфт работают в условиях внутреннего пространственного зацепления при передаточном отношении равном единице. Несоответствие формы зуба требуемой приводит к чрезмерным контактным напряжениям с возможным повреждением рабочих поверхностей зубьев.

Дальнейшее развитие формы зуба втулки привело к реализации на его боковой поверхности пространственной геометрии, или такой геометрии, которая соответствовала бы их естественному износу в процессе работы [5].

Исследования приведенные в работе [6] показали, что оптимальная пространственная геометрия [5], обеспечивающая линейный контакт и равномерное распределение нагрузки между зубьями, хорошо работает в условиях для которых она проектировалась и изготавливалась. То есть для одного конечного (номинального) угла перекаса. А при незначительном отклонении от него между зубьями возникает точечный краевой контакт. При контактировании всего двух пар зубьев в диаметрально противоположных контактных зонах.

Исходя из проведенного анализа существующих геометрий зубьев зубчатой втулки, для расширения эксплуатационных возможностей зубчатых муфт, необходимо создание новой пространственной геометрии зубьев, которая обладала бы всеми основными достоинствами оптимальной пространственной геометрии зубьев [5] и была бы способна компенсировать возникающие погрешности соединения валов в некотором интервале значений углов перекаса зубьев.

Целью представленной работы является комплексное повышение качества высоко нагруженных зубчатых муфт за счет создания новой пространственной геометрии зубьев втулки. В основу данной работы поставлена задача усовершенствования зубчатого соединения за счет изменения геометрии зубьев втулки, боковая поверхность зубьев которой выполняется из участков, геометрия каждого из которых соответствует одному из углов перекаса зубьев втулки относительно зубьев обоймы, входящих в пределы интервала компенсации.

Поставленная задача может быть решена реализацией на боковой поверхности зуба втулки специальной геометрии — групповой пространственной геометрии. При этом изначально единая поверхность зуба втулки делится на две по-

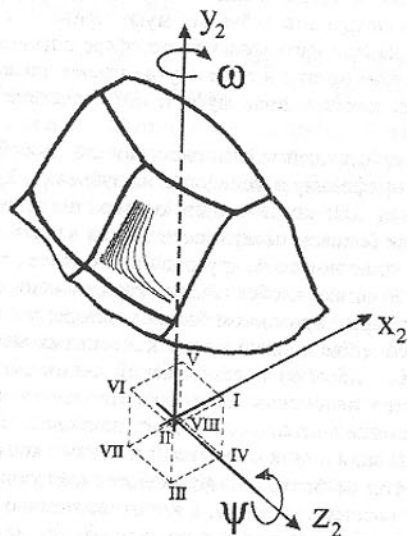


Рис. 1. Структура зуба втулки с групповой пространственной модификацией.

геометрии. При этом изначально единая поверхность зуба втулки делится на две по-

верхности рис. 1, что связано с особенностями их относительного движения при работе зубчатого зацепления показанными в работе [6]. Т.е. контакт зубьев при вращении соединения как показано на рис. 1 возможен только во II и VIII координатных четвертях. Вследствие чего целесообразно разделение активной боковой поверхности зуба втулки на две части, в том числе и с точки зрения изготовления групповой пространственной геометрии. На каждой из этих частей нарезается пространственная модификация в соответствии с системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} x_{2ij} &= x_{1j} + 2A_{1ij}r_b \cos \psi_i \sin^2 \frac{\omega_i}{2}; \\ y_{2ij} &= y_{1j} + 2A_{1ij}r_b \sin \psi_i \sin^2 \frac{\omega_i}{2}; \\ z_{2ij} &= A_{2ij} - (x_{1j} \cos \psi_i + y_{1j} \sin \psi_i) \sin \omega_i; \\ A_{1ij} &= \cos(\psi_i + \varphi_j - \varphi_c) [\operatorname{ctg}(\psi_i + \varphi_j - \varphi_c) + \varphi_j]; \\ A_{2ij} &= \frac{r_b \cos \omega_i \operatorname{tg} \frac{\omega_i}{2}}{\sin(\psi_i + \varphi_j - \varphi_c)}; \\ i &= 0, n; j = 0, m, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $x_{2ij}, y_{2ij}, z_{2ij}$ — координаты точки на боковой поверхности зуба втулки;

x_{1j}, y_{1j}, z_{1j} — координаты точки на боковой поверхности зуба обоймы;

ψ_i — текущее значение угла поворота контактирующей пары зубьев;

φ_j — угол развернутости эвольвенты;

φ_c — угол смещения начала эвольвенты;

ω_i — текущее значение угла перекаса зубьев, соответствующее углу поворота, входящее в интервал значений $\omega \in [\omega_n; \omega_k]$;

n — количество конечных углов на которые разбивается интервал, применяется для расчета, а в общем случае характер изменения угла перекаса соединения носит непрерывный характер;

m — количество углов развернутости эвольвенты, для расчетов принимаются значения углов в интервале от 10° до 40° через каждые $2-4^\circ$, в зависимости от требуемой точности.

Текущий угол поворота соединения определяется по формуле:

$$\psi_i = \frac{50 \cdot \pi \cdot i}{180n},$$

где 50 — коэффициент, определяющий размер зоны контактирования зубьев [6].

Текущий угол перекаса, соответствующий углу поворота соединения, определяется по формуле:

$$\omega_i = \omega_c - \frac{(\omega_k - \omega_n) \cdot i}{n},$$

где ω_n и ω_k — соответственно начальный и конечный углы перекаса соединения из интервала компенсации.

Боковая поверхность зубьев с групповой пространственной модификацией образована совокупностью контактных линий проекции которых на плоскость y_2Oz_2 показаны на рис. 2. Контактные линии представляют собой плавные кривые координаты каждой из которых получены из зависимости (1) в результате изменения угла развернутости эвольвенты φ_j при постоянном значении параметров пространственного зацепле-

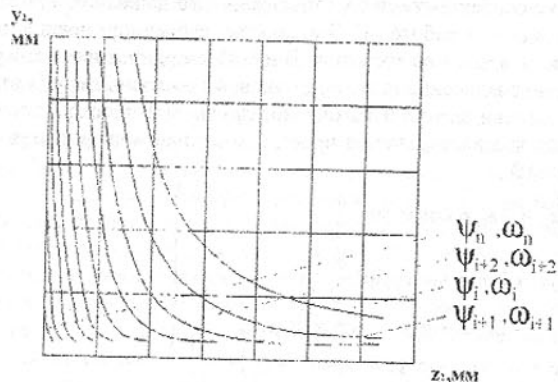


Рис. 2. Графики проекций контактных линий на боковой поверхности зуба втулки на плоскость y_2Oz_2 .

кущего значения угла развернутости эвольвенты ϕ . Которая зависит в свою очередь от координат точки на боковой поверхности зуба обоймы x_1, y_1, z_1 , с которой контактирует заданная точка на боковой поверхности зуба втулки x_2, y_2, z_2 . При этом каждая контактная линия начинается у вершины зуба, а заканчивается у ножки зуба, проходя по большей части его длины (в зависимости от угла поворота соединения). А так же следует отметить то обстоятельство, что все контактные линии смещены друг относительно друга, как по высоте зуба, так и по его длине. Что делает возможным создание подобной групповой пространственной геометрии без изменения ширины зубчатого венца.

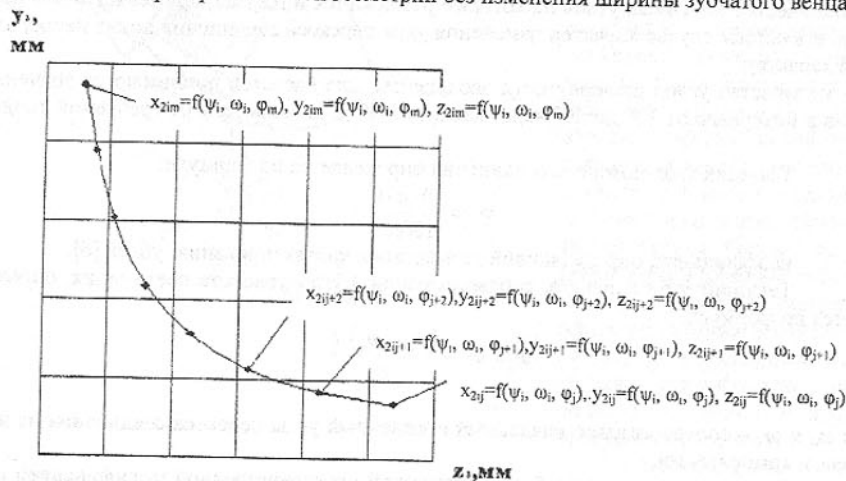


Рис. 3. Структура контактной линии.

На рис.4 показаны проекции контактных линий на боковой поверхности зуба втулки на плоскость x_2Oz_2 . Как видно из графиков проекция каждой контактной линии на плоскость имеет форму отличную от эвольвентной. Т.е. профиль зуба отличается на

на некоторую величину, зависящую от значения угла перекоса зубьев в соединении, от эвольвентного. Данные обстоятельства связаны с особенностями контактирования про-

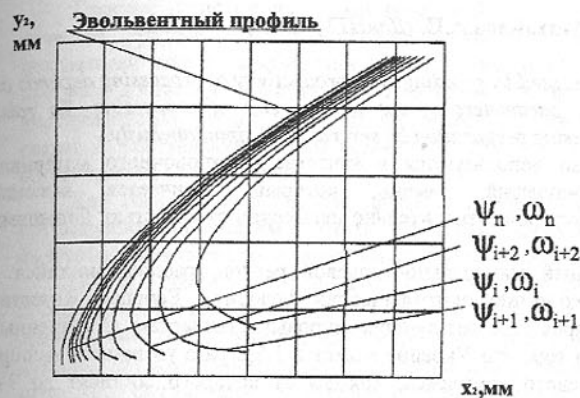


Рис. 4. Графики проекций контактных линий на боковой поверхности зуба втулки на плоскость x_2Oz_2 .

Между зубьями в пределах контактной зоны, во II и VIII координатных четвертях, возникает линейный или близкий к линейному контакт зубьев.

Реализация данного зубчатого соединения позволяет за счет применения групповой пространственной геометрии компенсировать угол перекоса входящий в интервал значений $[\omega_n; \omega_k]$. Что приводит к получению линейного контакта зубьев в соединении и выравниванию зазоров и нагрузки между зубьями вне зависимости от значения угла перекоса соединения, входящего в определенный интервал значений. Все это позволяет увеличить возможность применения пространственной модификации зубьев и снизить количество нарезаемых геометрий зубьев зубчатых муфт.

Список литературы: 1. Айрапетов Э. Л., Миржаджанов Д. Б. Зубчатые соединительные муфты. - М.: Наука, 1991. - 250 с. 2. Мирзаджанов Д. Б. Конструктивные методы выравнивания зазоров и скоростей скольжения на боковых поверхностях зубьев муфт. - Вестн. машиностроения. 1986, №8, С.15-18. 3. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных зубчатых колес: Справочник. - К.: Техника, 1992. - 197 с. 4. Н.Э. Тернюк, Б.С. Котляров, А.В. Павленко Метод синтеза модификаций зубьев цилиндрических колес. - В кн.: Теория реальных передач зацеплением. - Курган, 1988, с.120 - 121. 5. Михайлов А.Н., Рыбина С.А., Перов Д. В., Оливер Т. Основы синтеза геометрии внутренних пространственных зацеплений с равным числом внутренних и наружных зубьев / В кн. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000. Выпуск 10.-С.149-161. 6. Грубка Р.М., Буленков Е.А. Кинематико-геометрический анализ движений элементов зубьев зубчатых муфт в условиях перекоса осей валов / В кн. Материалы третьего научно-практического семинара «Практика и перспективы развития институционального партнерства». - Таганрог - Донецк 2002 г., Выпуск №2, Книга 2. - С.53 - 57.

Сдано в редакцию 14.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

К ВОПРОСУ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

Голубов Н.В., Михайлов А.Н. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

The natural stone is processed by grinding. The productivity of processing depends on speed of moving of the tool, parameters of the tool, circuit of processing. To raise productivity it is possible processing preparation by several tools simultaneously.

В строительстве широко используются в качестве облицовочного материала широко используется природный камень, который отличается высокой долговечностью, хорошей текстурой, относительно невысокой стоимостью, большими разведанными запасами [1].

Украина — это уникальный минерально-сырьевой регион, располагающийся в наиболее благоприятных экономико-географических условиях Европы. Качество добываемого минералов и сырья отвечает лучшим мировым стандартам. Обобщенные экспертные оценки говорят о том, что Украина может в 1,5-2 раза увеличить экспорт продукции минерально-сырьевого комплекса, доходы от которого составят до 3-4 млрд. дол. США [1].

Добыча и обработка природного камня на Украине является компонентом строительной индустрии, одной из наиболее рентабельных отраслей промышленности, дающей быструю отдачу, обеспечивающей быстрый оборот средств.

Кроме того, обработанный природный камень является важной статьей экспорта и по объемам продаж занимает четвертое место среди экспортируемых товаров. Поэтому в условиях конкурентной борьбы на рынках сбыта актуальным является снижение себестоимости обработки камня за счет повышения производительности процессов обработки. Это требует проведения комплекса экспериментальных работ по исследованию взаимосвязи между технологическими параметрами процесса шлифования и экономическими показателями этого процесса. Для этого необходимо разработать методику проведения экспериментов, выявить оптимизируемые факторы, параметры на них влияющие и границы их варьирования.

Процесс шлифования природного камня и близкой ему по свойствам технической керамики исследовался многими организациями [1,2,3,4]. Наибольшее распространение получила одноинструментальная технологическая схема обработки камня торцевым шлифовальным кругом. Производительность такого метода обработки рассматривалась в [1,2,3,4]. Однако вопросы влияния технологических параметров обработки на производительность процесса, с выбором рациональных параметров обеспечивающих повышение производительности рассмотрены недостаточно.

Целью статьи является рассмотрение вопросов связанных с методикой проведения экспериментальных исследований процесса обработки природного камня.

Проведение экспериментальных исследований планируется для решения следующих задач:

- изучить особенности технологического процесса шлифования изделий из природного камня;
- определить влияние основных технологических параметров на производительность обработки;
- получить материал для проверки адекватности математической модели процесса шлифования природного камня;

■ экспериментально подтвердить определенные теоретически оптимальные технологические параметры, обеспечивающие повышение производительности шлифования изделий из природного камня.

Процесс шлифования — многоцелевой, т. е. многокритериальный процесс. В качестве критерия может служить любой из экспериментально определяемых показателей или их комбинации [5]. В первом приближении для полного описания процесса достаточно следующих показателей: производительность Q , скорость износа инструмента Δh , период стойкости инструмента T , тангенциальная P_z , радиальная P_r и осевая P_x составляющие силы резания, температура в зоне резания t , шероховатость обработанной поверхности R_a .

Для комплексного анализа процесса шлифования с целью его экономической оптимизации необходимо уметь находить взаимосвязи входных управляемых факторов, теоретических и экспериментальных технологических зависимостей

Поиск наиболее условий шлифования обеспечивающих наибольшую производительность будет вестись на базе модели оптимизации процесса. Модель представляет собой композицию математических уравнений, состоящий из цели — критерия оптимальности (производительность) и технических ограничений — границ возможной оптимизации. Критерием оптимальности являются экстремальные значения целевой функции — производительности. В общем случае целевая функция представляет собой соотношения между производительностью и независимыми технологическими параметрами (t, s, v, d). Технические ограничения записываются в виде функциональных зависимостей требуемых или допустимых значений технологических показателей (ТП) процесса от независимых переменных и в виде границ областей их изменения. Ограничения могут быть представлены в виде неравенств или равенств. Часть ограничений, имеющих физическую природу, может определяться из теоретических моделей. Ограничения технологического характера и целевая функция определяются экспериментально.

Ввиду сложности и многообразия процесса шлифования описывается комплексом показателей, каждый из которых характеризует только одну какую-то сторону процесса. Достаточно полно для практических целей процесс шлифования будет описан, если известны три показателя: производительность Q , скорость износа инструмента Q_n , стойкость круга T . Динамику процесса шлифования, в достаточной степени, характеризуют три составляющие силы резания: тангенциальная P_z , радиальная P_r , осевая P_x . Величина этих показателей зависит от многих технологических факторов, основными из которых являются элементы режима резания, глубина резания t подача s , скорость резания v , зернистости абразивного материала d .

На основе обработки экспериментальных данных для каждого показателя уточняется функциональная зависимости его от управляемых технологических факторов, глубины резания t , скорости резания v , подачи инструмента s , зернистости абразивного материала d . Эти зависимости являются исходными в задачах оптимизации и управления шлифования.

Исследования процесса шлифования могут проводиться, как в производственных условиях, так и в лабораторных. Более точные результаты несомненно дают исследования проводимые в производственных условиях. Однако проведение исследования в этих условиях сопряжено с рядом трудностей как организационного (изменение цикла работы оборудования), так и практического характера (обеспечение требуемых режимов обработки, установка используемой при исследованиях аппаратуры).

Поэтому во многих случаях представляется более целесообразным исследовать рабочие процессы с использованием специальных тензометрических стендов в лабораторных условиях.

Задачей исследования процесса шлифования природного камня обусловлены необходимостью повышения производительности обработки за счет выбора рациональных параметров процесса шлифования.

Решение целевой задачи обуславливает необходимость решения ряда задач и их экспериментальной проверки:

1. Определить характер и численные значения сил резания при шлифовании природного камня и их влияния на производительность.
2. Определение влияния на производительность режимов обработки.
3. Определение влияния на производительность зернистости абразивного инструмента.

Решение поставленных задач требует решения других задач, имеющих относительную самостоятельность:

1. Разработка и создание тензометрических устройств, позволяющих безискаженно замерять мгновенные значения сил резания и деформаций в зоне обработки.

2. Подбор и модернизация оборудования, на котором будет вестись обработка. Исследования будут вестись на вертикально-фрезерном станке, на котором доработана система подачи воды в зону обработки.

Планирование и методика проведения экспериментальных исследований процесса шлифования обусловлены задачами повышения производительности обработки.

Планирование экспериментальных исследований базируется на методе математического планирования эксперимента, под которым понимается процедура выбора числа и условий постановки опытов, необходимых и достаточных для решения задачи с требуемой точностью, методов математической обработки результатов.

При проведении экспериментальных исследований необходимо учитывать:

1. Близость изучаемых на стенде процессов реальным условиям. Это достигается использованием реального режущего инструмента, натуральных образцов природного камня, схемой подачи воды в зону резания.

2. Достоверность экспериментального материала обеспечивается:

- воспроизведением режимов обработки соответствующим реальным;
- использованием предварительно отгарированной аппаратуры;
- выбором частотных характеристик аппаратуры не менее, чем на порядок выше максимальной частоты процесса;
- применением экранированных кабелей соединения.

3. Достаточность экспериментального материала или минимально необходимый объем информации определяется из условия достаточности его для получения необходимой точности данных статистической обработки.

Необходимый объем экспериментального материала, выражающийся дискретными числами – число опытов, число проходов и т.д. – определяется из условия, что отклонение выборочного среднего с гарантированной вероятностью P_r не превосходит заданной величины ε_s из решения системы уравнений

$$\begin{cases} P_r = 2\Phi(\xi) \\ \varepsilon_s = \xi \cdot \sigma_c \sqrt{1/n_u} \end{cases}$$

где $\Phi(\xi)$ – интеграл Лапласа; σ_c – среднее квадратическое отклонение; n_u – минимально необходимый объем информации.

Для непрерывно изменяющихся во времени процессов продолжительность записи в установившемся режиме работы станка определялась исходя из точности оценки их корреляционных функций. Факторами, определяющими точность корреляционной функции и процесса, является: максимальное смещение $\tau_{\max}$; продолжительность реализации T_r ; шаг квантования Δt ; число ординат корреляционной функции, определяемых на интервале $[0, \tau_{\max}]$, N_{kf} . Значения этих параметров определяются из частотных соображений.

Планирование экспериментальных исследований производится методом математического планирования эксперимента, который основан на кибернетическом представлении об объекте исследования. Наиболее подходящей моделью такого объекта является кибернетическая система, которая получила название „черный ящик“. „Черный ящик“ является удобной моделью при исследовании статистических связей и при разработке математических моделей. Математическая модель, связывающая факторы и отклики системы на эти факторы, строится на кибернетическом подходе, причем процессы, формирующиеся в „черном ящике“, не рассматриваются.

Планирование экспериментальных исследований в этом случае может осуществляться как по полному, так и по дробному факторному эксперименту. Это зависит от числа измеряемых величин (факторов), пределов их изменения и шага изменения (числа уровней факторов), возможностью и необходимостью их получения и затратами (экономическими и временными).

Из приведенных в таб. 1. факторов и минимального числа их уровней, необходимого для установления зависимостей в изучаемом процессе, следует, что при планировании экспериментальных исследований процессов шлифования природного камня можно пользоваться полным факторным экспериментом – необходимое число опытов (при проведении трех параллельных) – 48.

Таблица 1. Факторы и уровни их варьирования

Наименование фактора	Единицы измерения	Число уровней	Уровни факторов
Скорость резания	м/сек	2	13, 17
Подача	мм/мин	2	3, 4
Глубина резания	мм	2	0,1 0,4
Зернистость абразивного материала	мкм	3	16, 50

Поскольку в ходе проведения эксперимента будут измеряться усилия резания предполагается использовать для их измерения специальный тензометрический стол. Основой этого стола являются четыре С-образных упругих элемента установленные на общем основании. На упругих элементах закреплен стол для установки экспериментальных образцов. На площадках С-образных элементов наклеены тензорезисторы – проволочные сопротивления с базой 10 мм, сопротивлением 200 Ом и включенными в электрическую цепь по дифференциальной схеме. Тензометрический стол заключен в защитный кожух. Питание тензометрических динамометров, съем сигналов с них должен осуществляться с использованием экранированных кабелей, что позволит устранить влияние на величину сигнала наводок и помех.

Тензометрический стол перед измерениями тарируется, для него определяется амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики. Схема измерения для определения этих характеристик показана на рис. 1.



Рис. 1. Схема измерений при определении характеристик тензостол

Данные, полученные при определении характеристик стола будут обрабатываться на ЭВМ. Эта информация будет использоваться при подборе собственных частот усиливающей и регистрирующей аппаратуры, длины кабелей и т.д. При этом должна обеспечиваться безискаженная передача сигналов.

При проведении экспериментов будет использоваться другая схема измерений приведенная на рис. 2.

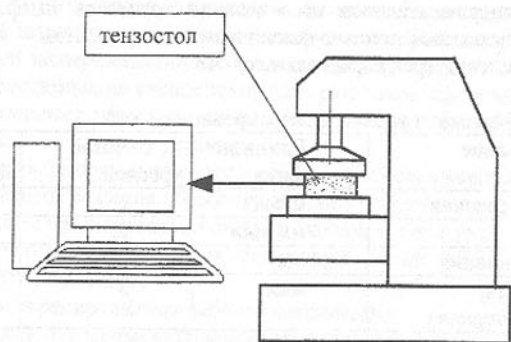


Рис. 2. Схема измерений при проведении исследований

Для ускорения процесса обработки и устранения влияния субъективного фактора при передаче экспериментальных данных с осциллографа на ЭВМ предлагается передавать информацию с тензостол непосредственно на ЭВМ при помощи универсального адаптера аналого-цифрового ввода/вывода NVL 031.

Устройство NVL031 предназначено для работы в составе ПЭВМ типа IBM PC XT/AT и обеспечивает преобразование аналоговых сигналов в диапазоне напряжений $\pm 5V$ и диапазоне частот 0-12,5 кГц в цифровой эквивалент. Для обеспечения взаимодействия ПЭВМ и внешнего устройства на уровне одноканальных

команд или параллельных кодов в NVL031 предусмотрен доступ к четырем независимым 8-и разрядным регистрам.

Функционально устройство NVL031 можно разделить на две независимые части - АЦП и цифровой ввод/вывод. АЦП, в свою очередь, состоит из следующих узлов:

- входного усилителя, обеспечивающего высокое входное сопротивление и нормированный коэффициент усиления;
- аналогового НЧ фильтра, обеспечивающего отсеивание гармонических составляющих входного сигнала
- устройства выборки и хранения (УВХ), УВХ сохраняет неизменным напряжение на входе микросхемы АЦП в течение времени преобразования.

Экспериментальные исследования процесса шлифования необходимо проводить в соответствии с методикой, в которой предусматривалась очередность проведения опытов, исключающая лишние перенастройки и переналадки станка. При окончании серии опытов с измерением регулируемого параметра, например, скорости резания, опыты второй серии, например, при изменении величины подачи начинались не с начального значения регулируемого параметра, а с конечного, полученного в предыдущей серии.

Обработка экспериментального материала может производиться в два этапа - экспресс - обработка и полная (машинная) обработка осциллограмм.

Экспресс-обработка экспериментального материала должна производиться после каждой, как правило, небольшой серии параллельных опытов. Число опытов такой серии может зависеть, с одной стороны, от объема (длины) светочувствительной ленты в кассетах осциллографов, принятой скорости протяжки лент и продолжительности опыта, с другой, - от изменения варьируемого при исследовании параметра.

Экспресс-обработка производилась в основном по математическому ожиданию записанных величин или по их средним значениям, для оценки которых применялись приближенные методы, например, метод равных площадей и другие.

Полную обработку полученных осциллограмм необходимо производить с помощью ЭВМ по программам, имеющихся в их математическом обеспечении. Это относится, прежде всего, к обработке осциллограмм мгновенных значений усилий резания.

Обработка экспериментального материала, служащего для подтверждения разработанной математической модели, в случае, когда нужные величины могут быть замерены непосредственно («прямой» экспериментальный материал), будет сводиться к определению разности Δy_i между откликами реальной y_{pi} и модельной y_{mi} системами в i -ой точке факторного пространства, т.е. $\Delta y_i = y_{pi} - y_{mi}$, $i=1,2,3$ и проверки гипотезы о том, что математическое ожидание этой разности, как случайной величины, равно нулю. Разработанная модель процесса считается адекватной реальному, если гипотеза о том, что математическое ожидание Δy равно нулю не будет отброшено.

По методике приведенной в [6], Δy_i - нормальная случайная величина с дисперсией

$$D(\Delta y) = D(y) \left[N_i^{-1} + \sum_k N_k^{-1} f_k^2(i) \right],$$

где $D(y)$ - дисперсия воспроизводимости; N_i - число наблюдений в i -ой точке плана; N_k - число наблюдений в k -ой точке; $f_k(i)$ число степеней свободы в k -ой точке пространства.

Поскольку дисперсия воспроизводимости, как правило, неизвестна, будет использоваться ее оценка

$$D(y) = (N_i - 1)^{-1} \sum_{r=1}^{N_i} (y_{ir} - y_i)^2,$$

где y_i - математическое ожидание величины в i -ой точке факторного пространства, и составлялась t -статистика, а адекватность модели проверялась по критерию Стьюдента. При этом величина t в проверочных точках определится из выражения

$$t = \Delta y_i [D(y) + N_i D(y_{mi})]^{-0.5}.$$

Таким образом предложенная в статье методика может служить основой для проведения экспериментальных исследований процессов шлифования природного камня в результате выполнения которых будут получены данные необходимые для уточнения численных коэффициентов математической модели и выполнена проверка адекватности математической модели реальному процессу шлифования природного камня, уточнения численных значения технологических ограничений, решения задачи оптимизации.

Список литературы: 1. Мартыненко И.И. Состояние и перспективы развития геологической отрасли в Украине // Инструментальний світ. 2002. №2. С.10-14. 2. Добыча и обработка природного камня/ Под общ. ред. Смирнова А.Г. - М.: Машиностроение, 1990. - 444с. 3. Д.Б. Ваксер, В.А. Иванов и др. Алмазная обработка технической керамики. - Л.: Машиностроение, 1976. - 160с. 4. Орлов А.М. Добыча и обработка природного камня - М.: Машиностроение, 1977. - 350с. 5. Островский В.И. Теоретические основы процесса шлифования. -Л.: Изд-во Ленингр. ун-та. 1981. 144 с. 6. Налимов В.В. Теория эксперимента. - М.: Наука, 1976. - 390с.

Слано в редакцию 12.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Суслов А.Г.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ КАМНЯ

Горобец И.А., Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Efficiency of grinding depends on lines of factors. Studying of influence of factors on efficiency of grinding will determine structure of technological process. The technique of experimental researches of grinding of products from a stone is given. Results of planning of experiment are given.

Постановка проблемы и связь с важными практическими задачами. В настоящее время изделия из натурального и синтетического камня находят широкое применение во многих отраслях современной промышленности. Такой материал используется в строительной индустрии, металлургии, в коксохимическом производстве. Для этих целей используется гранит, керамический гранит, базальт, габбро, поделочные камни, стеклянные, керамические, силикатные и другие материалы. Каменные материалы добываются в Украине, либо импортируются из других стран мира.

Уровень потребления изделий из камня в последнее время возрастает, что приводит к необходимости повышения уровня добычи украинского природного камня. Экспертные оценки дают заключения о возможности увеличения в 1,5-2 раза объемов добычи природного материала, увеличения его экспорта, что принесет дополнительный годовой доход до 3...4 млрд. евро [1]. Доход Украины от внешнеэкономической

деятельности добывающих предприятий при реализации минералов и сырья может быть значительно увеличен за счет продаж не только сырья, но и готовых изделий. Однако, одним из актуальных вопросов при выполнении такого направления производственной деятельности, является снижение стоимости готовых изделий из камня.

Анализ последних исследований и публикаций. Вопросам торцового шлифования изделий из хрупкого материала посвящены работы [2-9]. В работах [2,4] приведены модели дефектного слоя при шлифовании технических стёкол и ситалов, методики расчета межоперационных припусков и построения рационального технологического процесса, исследования влияния температурного фактора на энергоёмкость процесса резания с учетом особенностей обработки, отсутствия дефектного слоя поверхности заготовки и механизмов появления микротрещин при механической обработке.

Исследования работ [8,9] посвящены вопросам особенностей торцового шлифования технической керамики. Авторы этих работ исследуют рациональные режимы работы абразивного инструмента, влияния параметров связки, зернистости, дефектного слоя (сколов, растрескиваний, потемнений поверхности) на качество поверхности и производительность технологического процесса.

В работах [3,5] рассматриваются особенности механизма шлифования труднообрабатываемых материалов с целью повышения эффективности технологического процесса за счет повышения производительности, качества, улучшения работы абразивного инструмента и снижения затрат обработки. С этой целью в [5] предложены новые способы прерывистого глубинного шлифования, двухстороннего торцового шлифования и правки алмазного круга, а в [3] - математические зависимости для расчета режимов резания при обработке труднообрабатываемых материалов.

Особенности технологического процесса обработки изделий из камня приведены в [6,7]. Авторы исследуют особенности всего технологического цикла обработки изделия (от заготовительных и до финишных операций), особенности конструкций технологического оборудования и оснастки. Исследуются вопросы формирования нагрузки на единичном алмазном зерне, основные закономерности резания камня при различных методах обработки, определяются оптимальная скорость подачи при шлифовании с учетом себестоимости изготовления изделия.

Однако вопросы, связанные с выбором оптимальных параметров динамических систем шлифования, минимизации количества и назначения максимально возможных значений операционных припусков на обработку шлифованием изделий из природного камня, методов управления технологическим процессом и качеством обработки поверхностей, и в настоящее время остаются в полной мере не изученными. С этой целью необходимо проведение дополнительных исследований.

Цели и задачи исследований. Целью статьи является разработка методики проведения экспериментальных исследований процесса шлифования изделий из камня.

Проведение экспериментальных исследований планируется для решения следующих задач:

- Изучить основные особенности технологического процесса шлифования поверхности изделий из камня. Выполнить анализ статистических характеристик процесса шлифования. На основе проведенного анализа планируется: установить спектральный состав и основные особенности формирования динамических процессов в системе привод-инструмент-деталь (СПИД), оценить уровень динамических нагрузок абразивного инструмента и

элементов приспособлений; разработать рекомендации по выбору параметров динамических характеристик системы привод-инструмент-деталь.

- Получить необходимый материал для проверки адекватности разработанной математической модели процесса шлифования хрупких материалов с целью решения задач оптимизации динамических свойств СПИД.
- Экспериментально установить эффективность СПИД с оптимальными параметрами динамических характеристик. Изучить закономерности влияния динамических характеристик СПИД на процесс износа и стойкость режущего инструмента.
- Экспериментально подтвердить разработанную методику назначения припусков на обработку поверхностей изделия, учитывающую снижение стоимости обработки поверхности заготовки за счет уменьшения трудоемкости технологического процесса шлифования.
- Получить экспериментальное подтверждение повышения производительности обработки заготовки шлифованием и снижения стоимости обработки заготовки за счет реализации предложенных методов и методик.

Выбор измеряемых величин. В соответствии с поставленными задачами в качестве измеряемых и контролируемых величин целесообразно принимать:

- Входные величины: режимы резания, характеризующиеся скоростью главного движения V , скоростью подачи V_n , давлением инструмента P_o ; параметры абразива инструмента H_a ; характеристики хрупко-пластического состояния материала χ и топографии обрабатываемого поверхностного слоя заготовки A (величина макронеровностей).
- Выходные величины: составляющие усилия резания P_x, P_y, P_z , параметры трещиноватости обработанной поверхности заготовки h_a , деформация элементов СПИД (приспособления ξ_{np} и инструмента ξ_n).

Таким образом, схему входных и выходных величин процесса обработки заготовки можно представить в виде, рис.1, где указаны управляемые B и неуправляемые C факторы воздействия на исследуемый процесс, F - выходные величины технологического процесса шлифования заготовки.

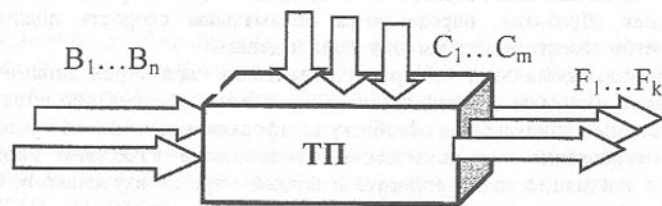


Рис.1. Структурная схема исследуемого технологического процесса изготовления детали

Планирование проведения экспериментов. При планировании проведения эксперимента необходимо соблюдение ряда принципиально важных требований.

Условия проведения экспериментальных исследований должны быть представительными. Представительность условий, в которых предполагается проведение исследований, означает, что условия проведения эксперимента должны соответствовать или обладать набором характерных параметров, соответствующих параметрам, в которых производится процесс шлифования изделий из камня.

Следующим требованием проведения экспериментов является достоверность полученных результатов. Это означает, что получаемый экспериментальный материал должен в полной мере отражать те процессы, которые протекают при торцовом шлифовании изделий из камня.

Кроме указанных требований, необходимое внимание должно уделяться частотной характеристике приборов, с помощью которых будет производиться фиксация измеряемых величин. Собственная частота прибора должна быть не менее чем на порядок выше предполагаемых частот фиксируемой физической величины. Это дает возможность работать на линейной части характеристики прибора и получать безыскаженную информацию.

Достаточность экспериментального материала, которая означает, что объем (число отсчетов для дискретных величин, продолжительность записи для непрерывных величин) экспериментального материала должен быть достаточным для того, чтобы с заданной (гарантийной) вероятностью погрешность оценки величины не превышала установленной (допустимой) [10].

Оценим объем экспериментального материала может быть оценен по приведенным ниже зависимостям:

для дискретных случайных величин

$$\begin{cases} \text{Pr} = 2\Phi(t) \\ \varepsilon = t\sigma\sqrt{1/n} \end{cases}$$

для непрерывных случайных величин

$$\tau_{\max} = 2\pi/\lambda_{\min}; \quad T \geq 16\tau_{\max}/\varepsilon\%; \quad \Delta t = 0,1\pi/\lambda_{\max}.$$

Здесь P_r – гарантийная вероятность; $\Phi(t)$ – функция Лапласа; ε – допускаемая погрешность; σ – среднеквадратическое отклонение значений случайной величины; $\lambda_{\max}, \lambda_{\min}$ – соответственно максимальная и минимальная частоты фиксируемого процесса; $\tau_{\max}$ – величина максимального смещения при определении корреляционной функции; T – длина реализации (записи) случайной функции; Δt – интервал сканирования (отсчетов) при кодировании случайной функции в виде случайной последовательности чисел; $\varepsilon\%$ – принимаемая погрешность при определении оценок исследуемой величины; n – объем информации случайной величины [10].

Целью планирования проведения экспериментальных исследований является получение с минимальными затратами необходимого материала для решения поставленных задач изучения исследуемого процесса. При планировании проведения исследований процесса обработки заготовки из камня, исходя из условий нелинейности характера протекающих процессов, воспользуемся методикой проведения ПФЭ 3^n , где n – число управляемых факторов исследуемого процесса. Число выбранных факторов обуславливает размерность изучаемого факторного пространства. При этом, выбирая факторы, необходимо учитывать область их применения; отсутствие коррелируемости факторов; учесть совместимость факторов (т.е. все их комбинации осуществимы и безопасны), управляемость, точность и однозначность замеров. При выборе интервалов варьирования учесть условия проведения эксперимента. Для решения задачи оптимизации центр плана расположим вблизи предполагаемого оптимума. При этом

нижний предел интервала должен быть больше удвоенной среднеквадратичной ошибки определения фактора.

Поскольку на исследуемую технологическую систему одновременно с управляемыми факторами воздействует большое количество неуправляемых и неконтролируемых факторов, рис.1, которые создают дополнительный стохастический шум, искажающий истинные результаты экспериментов. Чтобы надежно отделить исследуемые факторы от шумового фона воспользуемся рандомизацией, которая устанавливает случайный порядок проведения опытов, предусмотренных матрицей планирования. Эту процедуру выполним с генератора случайных чисел [10]. По результатам планирования при проведении экспериментальных исследований используем матрицу планирования.

Реализация экспериментальных исследований. Реализация экспериментальных исследований технологического процесса обработки поверхности камня шлифованием, с измерением указанных в п.4 величин, возможна в условиях специального стенда. Стенд состоит из вертикально-фрезерного станка в шпинделе которого установлен абразивный шлифовальный круг для осуществления процесса торцового шлифования. На столе станка установлено специально спроектированное тензометрическое приспособление, позволяющее производить замеры мгновенных величин составляющих усилий резания и податливости системы заготовка – приспособление, рис.2.

Тензометрическое приспособление состоит из 3-х компонентных датчиков силы, закрепленных к основанию 1 и плите 2. На плите 2 установлена обрабатываемая шлифовальным кругом 3 заготовка из камня 4. Между основанием 1 и плитой 2 установлено тензометрическое устройство для измерения микроперемещений [11], представляющее собой тензобалочку, взаимодействующую со щупом, рис.3.

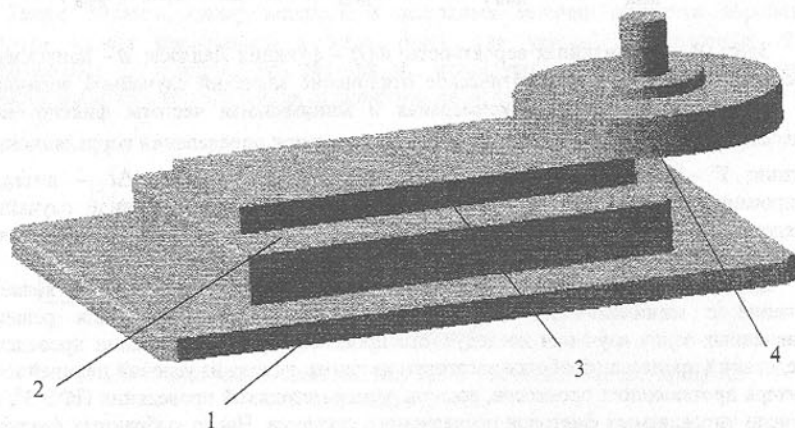


Рис.2. Схема конструкции тензометрического приспособления

Для фиксации результатов тензометрических экспериментальных исследований используется аналого-цифровой преобразователь, имеющий возможность записи полученной реализации в память ПЭВМ с дальнейшей статистической обработкой результатов.

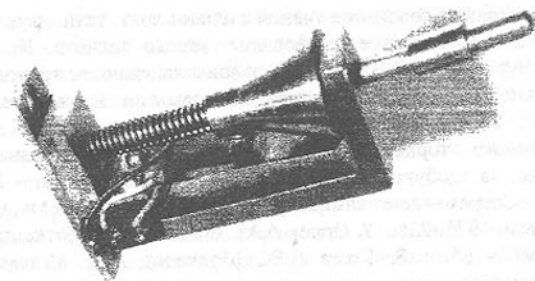


Рис.3. Вид датчика малых перемещений

Следующим этапом проведения экспериментальных исследований является измерение динамических характеристик стендовой установки: коэффициентов жесткости систем заготовка – приспособление и инструмент – привод станка. Целью проведения таких экспериментов является дальнейший анализ динамических характеристик стенда и разработка адекватной математической модели процесса шлифования в среде «SIMULINK» [12].

Необходимым этапом проведения экспериментальных исследований является и фиксация параметров микротрещин, полученных в результате воздействия зерен абразива шлифовального круга. Параметры трещиноватости обработанной при заданных режимах поверхности заготовки необходимы для последующего моделирования в программной среде «ANSYS» [13] процессов шлифования заготовок из хрупкого материала с целью определения рациональных последовательности и количества переходов черногового, чистового шлифования и лощения поверхности.

Экспериментальные исследования процесса обработки поверхности заготовок сопровождаются:

- учетом затрат времени на послойную обработку поверхности заготовки,
- качественной и количественной характеристик, наследственности макро-, микрогеометрии поверхности и трещиноватости обработанной поверхности изделия с учетом топографии поверхности заготовки [14],
- параметров абразивного инструмента до и после операции шлифования поверхности.

Выводы и перспективы развития разработанных принципов. Разработанная методика и специальный стенд позволяют проводить экспериментальные исследования процесса шлифования изделий из камня, и определять рациональные параметры технологического процесса, обеспечивающие снижение стоимости обработки, повышение производительности процесса шлифования природных и синтетических материалов.

Полученные в результате проведения экспериментальных исследований данные будут использованы в разработке математических моделей и моделировании процесса шлифования изделий из природного камня на ПЭВМ, доказательстве их адекватности разработанных математических моделей реальным процессам обработки, подтверждения предложенных методик и методов обработки.

Список литературы: 1. Мартыненко И.И. Состояние и перспективы развития геологической отрасли в Украине // Инструментальный світ.- Київ.: ІВЦ НАН України, №2, 2002.- С.10-12. 2. Калафатова Л.П. Технологические основы повышения эффективности обработки и обеспечения качества изделий из технических стекол и

ситалов. Автореферат на соискание ученой степени докт. техн. наук - Харьков - 2001.- 37с. 3. Рыбичкий В.А. Алмазное шлифование твердых сплавов.- Кисв: Наукова думка, 1980 - 224с. 4. Бурмистров В.В. Научные основы надежности технологических систем алмазно-абразивной обработки технической керамики и ситалов - Самара: изд. Диамант-Феникс, 2001 -122с. 5. Польшаков В.І. Теоретичні і практичні основи високопродуктивного торцевого шліфування важкооброблюваних матеріалів. - Автореферат дис. на здобуття вченого ступеня докт. техн. наук. - Київ, 1998.-33с. 6. Варданян К.С. Современные камнеобрабатывающие станки и поточные линии.- «Айастан», Ереван, 1975.-226с. 7. Орлов А.М. Добыча и обработка природного камня.- М.: Наука, 1977.- 350с. 8. Гусев В.В., Молчанов А.Д. Математическая модель формирования шероховатости поверхности конструкционной керамики при алмазном шлифовании. - Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2002. Вып. 19. - С. 50 - 57. 9. Алмазная обработка технической керамики. Д.В.Ваксер, В.А.Иванов, И.В.Никитков, В.Б.Рабинович - Ленинград: Машиностроение, 1976.- 160с. 10. Болтян А.В., Горобец И.А. Теория инженерных исследований: Учебное пособие.- Донецк, ДонНТУ, 2001. - 139 с. 11. А.С. СССР №1604989 Горобец И.А., Бойко Н.Г. Устройство для исследования параметров бесцепной системы подачи угольного комбайна. - Опубл. БИ №41, 1990.- с.36. 12. MATLAB 5 für Ingenieure/ Szstematiscne und praktische Einführung/ Adrian Biran, Moshe Breiner.- 3. Auflage - Bonn, Addison-Wesley-Longman, 1999 - 541. 13. Конюхов А.В. Основы анализа конструкций в «ANSYS».-Казань: 2001.-235с. 14. Горобец И.А., Михайлов А.Н. Исследование топографии поверхности обрабатываемых заготовок из камня - Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 24. - С. 31 - 36

Слано в редакцию 20.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕРАБОТКИ НАПОЛНЕННЫХ ПОЛИМЕРОВ

Дядичев В.В., Терещенко Т.М., Мухаммед Анис Фахид Аль Фаури

(Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, г. Луганск, Украина)

The method allowing correctly determining optimum parameters of the whole series of similar machines on the basis of research and test of one machine - model for what criteria and scales of modeling, their geometrical, cinematic and dynamic similarity are determined is investigated. By results of modeling recommendations for work the equipment are made.

Высокие темпы развития производства пластических масс обусловлены широким применением их благодаря ценным техническим свойствам, сделавшим пластмассы незаменимыми в ряде областей техники и в изготовлении широкого ассортимента предметов народного потребления.

В чистом виде полимеры, как правило, не обладают заданным комплексом свойств, вследствие чего требуют введения соответствующих добавок (наполнителей, пластификаторов, красителей, стабилизаторов и т. д.), обеспечивающие необходимые свойства изделий. Поэтому, в основном, все отходы полимерных материалов уже являются композиционными и обязательно содержат наполнители. При переработке наполненных полимерных материалов происходит не только усложнение процессов, протекающих в рабочих полостях оборудования при переработке ненаполненных

(«чистых») полимеров, но и появляются новые дополнительные процессы - смешение расплава полимера с наполнителем, смешение различных по составу и свойствам полимеров, ориентация наполнителя, образование пристенного слоя и другие [1-3].

Это вызывает необходимость создания высокопроизводительных машин и эффективной эксплуатации существующих агрегатов по переработке наполненных пластмасс и в первую очередь червячных машин (прессов, смесителей и других специальных агрегатов).

В настоящее время разработаны методы расчета различных червячных машин, методы определения их оптимальных параметров и установления закономерностей движения и динамики процессов переработки термопластичных материалов [4, 5]. Между тем, вопросы разработки оборудования для переработки наполненных отходов полимерных материалов освещены недостаточно.

Целью статьи является определение оптимальных параметров червячных прессов для переработки наполненных полимеров, используя метод моделирования, и разработка рекомендаций по рациональному функционированию экструзионного оборудования.

Одним из наиболее эффективных методов исследования и расчета червячных прессов для переработки смесей пластмасс является метод моделирования.

Этот метод позволяет правильно определить оптимальные параметры целой серии подобных машин на основании исследования и испытания одной машины (модели). Для этого необходимо определить критерии и масштабы моделирования их геометрического, кинематического и динамического подобия [6].

Геометрическое подобие воспроизводится при постоянном соблюдении равенства соотношений между соответствующими размерами образца и модели. Кинематическое подобие достигается тогда, когда скорости движущихся частиц в любой точке подобных геометрических систем параллельны и пропорциональны друг другу. Динамическое подобие сохраняется в том случае, когда все действующие силы пропорциональны друг другу и параллельны между собой. Любое механическое подобие связано с размерностью и обуславливается тремя масштабами подобия.

Достоверность определенных масштабов моделирования червячных прессов подтверждается опытами, проведенными на специально созданной модельной установке по моделированию одночервячных прессов, испытаниями червячных комплексов в производственных условиях.

Так, согласно проведенным испытаниям одночервячных прессов на модельной установке с червяками диаметром 45, 60, 90 мм при переработке наполненного вторичного полиэтилена низкой плотности и других пластмасс, расчетные параметры, определенные согласно установленным критериям и масштабам при неполном геометрическом подобии червяков $h_o = h_m C_1^{0,5}$ и числе оборотов $n_o = n_m C_1^{-0,5}$ незначительно отклоняются ($\pm 5-10\%$) от опытных значений. Это наглядно представлено зависимостью производительности червячных прессов $Q=f(D,n)$ (рис. 1) и зависимостью потребляемой мощности червячных прессов $N=f(D,n)$ от диаметра червяка.

Из результатов моделирования установлено, что производительность червячных прессов вне зависимости от диаметров червяков и скорости вращения при одинаковом температурном режиме работы в зонах загрузки всегда больше, чем в зонах сжатия $Q_c=1,30 Q_o$, а в зонах сжатия больше, чем в зонах дозирования $Q_c=1,45 Q_d$ макс. С увеличением противодавления экструзионных головок от 0 до 500 кг/см² производительность червячных прессов резко уменьшается.

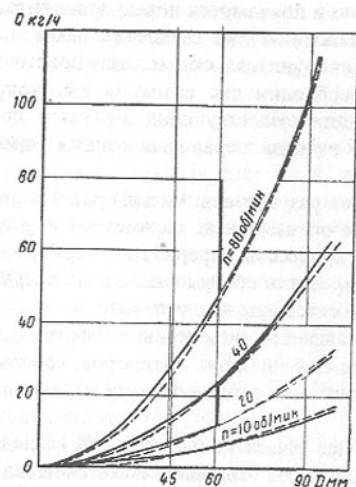
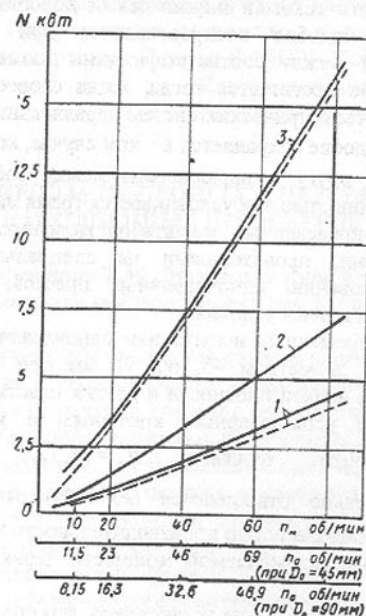


Рис. 1. Зависимость производительности червячных прессов от диаметра червяка (— опытные данные, ---- расчетные данные)



1 — диаметр червяка 45 мм, 2 — диаметр червяка 60 мм, 3 — диаметр червяка 90 мм

Рис. 2. Зависимость потребляемой мощности червячных прессов от частоты вращения червяка (— опытные данные, ---- расчетные данные)

Особенно это ощутимо у червячных прессов с малым диаметром червяков вследствие того, что максимальное давление, создаваемое витками червяков, значительно уменьшается при уменьшении диаметров. Аналогичные результаты получены и при переработке других наполненных термопластичных материалов.

Полученные масштабы моделирования подтверждаются параметрами соответствующих червячных прессов (табл. 1).

Исходя из результатов моделирования и проведенных производственных испытаний переработки полимерных смесей, состоящих из первичного полимера, наполненных отходов, вторичных полимерных материалов различной величины, наполнителя для рационального функционирования экструзионного оборудования можно сделать следующие рекомендации.

Во избежание утечки расплава и для нормального центрирования червяков в корпусах червячных прессов радиальный зазор между гребнями витков червяков и внутренней поверхностью цилиндров должен быть не более $\delta=0,002D$. Для уменьшения сил трения обработка поверхности червяков должна быть не менее 8—10-го классов чистоты. Во избежание коррозии червяков последние следует изготавливать из легированных сталей 40X.

Таблица 1. Сопоставление эксплуатационных и расчетных значений производительности червячных прессов, определенных по масштабам моделирования

Червячный пресс	Диаметр червяка, мм		Геометрический масштаб моделирования $C=D_0/D_m$	Высота витков червяков в дозирующей зоне h_0	Поправочный коэффициент высоты витков $K_h=h_0/h_m$	Скорость вращения червяка n_0 , об/мин	Поправочный коэффициент числа оборотов $K_n=n/n_0$	Производительность в кг/ч по данным эксплуатации и испытаниям Q_0	Производительность в кг/ч согласно масштабам моделирования $Q=Q_0 C^2 K_h K_n$
	модели D_m	образца D_0							
Четырех-секционный	40	60	1,5	3,75	0,99	10	0,50	8,3	10,0
	40	90	2,25	3,75	0,99	7	0,35	14,4	15,7
	40	120	3,0	4,0	1,05	31	1,55	116,6	131,0
	40	120	3,0	4,0	1,05	21	1,35	103,7	114,0
Пяти-секционный	45	30	0,67	1,95	0,51	38	1,9	1,85	1,60
	45	90	2,00	4,43	1,15	30	1,5	25,0	25,6
	45	150	3,34	5,0	1,30	18	0,9	49,3	48,0

Скорость вращения для всех образцов моделей 40 и 45 $n_r=20$ об/мин.

Для всех образцов модели 40 $Q_m=9,0$ кг/ч и модели 45 $Q_m=3,7$ кг/ч

Поверхность червяков для упрочнения и уменьшения износа необходимо азотировать на глубину 0,4 — 0,6 мм до твердости HRA 70 — 76 с последующим полированием до 9-го класса чистоты.

Цилиндры червячных прессов, исходя из возможных максимальных давлений, нужно рассчитывать на давление до 700 н/м^2 при температуре до 500°C . Рабочую поверхность цилиндров после нормализации следует азотировать на глубину 0,3 — 0,4 мм до твердости HRA 78 — 82 и полировать до 8-го класса чистоты поверхности.

Корпусы (цилиндров) и головки червячных прессов необходимо обогревать электронагревателями с удельной мощностью до 5 Вт на 1 см² поверхности нагрева; охлаждать их водой, циркулирующей по трубкам, расположенным в кольцевых спиральных пазах. Регулирование температуры, нагрева и охлаждения водой каждой зоны червячных прессов и головок необходимо осуществлять автоматически с помощью микропроцессорной системы управления.

Охлаждение загрузочной воронки и внутренней полости червяка также нужно регулировать. Температуру отходящей воды контролировать термометрами.

Производительность червячных прессов согласно масштабам моделирования зависит от свойств перерабатываемых вторичных наполненных полимерных материалов, вида экструдированных изделий и скорости вращения червяков. С увеличением длины червяков до $L=(25-40)D$, а также высоты витков и скорости вращения производительность червячных прессов соответственно возрастает, особенно при повышенной термостабильности пластмасс.

Приводы червячных прессов осуществляются двигателями постоянного тока. Устанавливаемые мощности электродвигателей постоянного тока (для всех типов электродвигателей $n=1500$ об/мин, напряжение равно 440 В) должны быть до 30 кВт.

В зависимости от вида изготавливаемых изделий и их назначения из вторичных материалов (труб, листов, пленок, кабельных изделий) червячные машины необходимо укомплектовывать соответствующими экструзионными головками, червяками и специальным оборудованием.

Выводы: 1. Применение метода математического моделирования позволяет определить оптимальные параметры серии подобных машин на основании исследования и испытания одной машины-модели. 2. Полученные в результате моделирования данные позволяют сделать рекомендации для эффективной работы оборудования.

Список литературы: 1. Полимерные смеси в 2-х т./ под ред. Пола, Ньюмена., пер с англ. - М.: Мир, 1981. - 541 с. 2. Дядичев В.В. Переработка отходов полимерных материалов методом соэкструзии. - Луганск: изд-во ВЛУ им. В. Даля, 2003. - 220 с. 3. Rauwendaal C. Polymer extrusion. - Munich, Hauser Gardner, 2001. - 777 р. 4. Дядичев В.В., Локотеш Б.Н., Леваничев В.В. Моделирование процессов соэкструзии. - Луганск: изд-во ВУГУ, 1998. - 74 с. 5. Скачков В.В., Торнер Р.В. Моделирование и оптимизация экструзии полимеров. - Л. 1985. - 471 с. 6. Силин В. А. Моделирование червячных машин. В сб. «Оборудование для переработки полимеров». Киев, «Техника». 1964, стр. 9 — 78.

Сдано в редакцию 22.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

УГЛУБЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ЦЕНЗУРИРОВАННЫХ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОСТОВЕРНОСТИ И ТОЧНОСТИ В ИССЛЕДОВАНИЯХ НАДЕЖНОСТИ

Зеленый О.В., Печерица А.В. (ГНТЦ ЯРБ, г. Киев, Украина)

Application of the approaches being regulated by present normative documents (state standards) under study of the high reliable system could accompanied by some disadvantages related to insufficient volume of primary information and curtailed observation. In such cases in deep analysis of primary data validity and integrity is required.

Управление современными технологическими системами в машиностроении (например, УНРС – управления непрерывной разливкой стали) характеризуются не только высокой динамичностью протекающих процессов, но и повышенными требованиями к надежности.

Наиболее достоверную картину представляет оценка и прогнозирование надежности по данным, полученным экспериментальным путем (или с помощью наблюдений на этапе эксплуатации).

Стандартная процедура [1-4] связывает сбор и обработку исходной информации и оценку показателей надежности (ПН) [5] с выдвижением и подтверждением гипотез о виде функций распределения случайных величин и оценки их параметров (параметрические методы) или работу непосредственно с эмпирической функцией распределения (непараметрические методы).

Эти приемы "хорошо работают" в условиях достаточного количества данных (числа наблюдений интересующих событий) как для выбора вида функций распределения случайных величин (с точки зрения используемых критериев согласия), так и для оценки ПН с необходимой достоверностью и точностью.

Однако в условиях исследования высоконадежных систем такие методы могут привести к ошибкам (или неопределенности), которые связаны с недостаточным объемом информации, а также с цензурированностью (усеченностью) наблюдений.

Для оценки *реальной достоверности и точности* ПН, требуется:

- анализ данных наблюдений, для выбора соответствующего плана наблюдений;
- анализ адекватности вероятностных моделей, применяемых для описания случайных величин или процессов;

- обоснование выбора методов оценки параметров распределений, (метод максимального правдоподобия, метод моментов, метод квантилей, взвешенный метод наименьших квадратов и т. д.), если применяются параметрические методы;

- обоснование выбора методов оценки ПН.

Оценки ПН (точечная, интервальные или распределение погрешности РН), полученные по экспериментальным данным, могут быть использованы для проведения углубленного вероятностного анализа технологических процессов.

Оценка показателей надежности по данным наблюдений высоконадежного оборудования с малым количеством наблюдаемых отказов требует использования данных незавершенных испытаний (цензурированных данных) и специальных методов их обработки. Рассмотрим применение параметрических методов с использованием различных планов испытаний (наблюдений) для исследования такого показателя надежности как интенсивность отказов λ . Каждому плану наблюдений соответствует своя *вероятностная модель* и свои формулы оценки параметров.

Во всех планах предполагается, что функция распределения отказов каждого устройства распределена экспоненциально:

$$F(t) = 1 - \exp(-\lambda t). \quad (1)$$

Требуется по экспериментальным данным (или данным наблюдения) оценить неизвестный параметр λ .

В разных источниках [6-8] приводятся различные формулы для интервальных оценок параметра λ без описания соответствующих вероятностных моделей, что затрудняет их использование для оценки достоверности и точности показателей надежности.

Поэтому рассмотрим более подробно способы получения этих оценок и соответствующие ограничения. В [3] приводятся такие оценки параметра λ , полученные методом максимального правдоподобия по цензурированным данным для плана [NUz]:

$$\hat{\lambda} = \frac{r}{(\sum_{i=1}^r t_i + \sum_{j=1}^n \tau_j)}; \quad \lambda_B \approx \hat{\lambda} + U_\beta \frac{\hat{\lambda}}{\sqrt{r}}; \quad \lambda_H \approx \hat{\lambda} - U_\beta \frac{\hat{\lambda}}{\sqrt{r}}; \quad (2)$$

где $\hat{\lambda}$, λ_B , λ_H — точечная оценка, верхняя и нижняя доверительные границы показателя надежности λ ; U_β — квантиль нормального распределения для доверительной вероятности β ; r — число отказов, n — число цензурированных $r+n=N$ — общее число наблюдений.

Формулы (2) "хорошо работают" для большого числа отказов r , а для малого числа отказов необходимо применять другие методы интервальных оценок параметра λ .

Как известно [7], для плана [NUT_Σ] случайная величина d имеет дискретное распределение

$$P\{d=k\} = \begin{cases} \frac{(\lambda T_\Sigma)^k \exp(-\lambda T_\Sigma)}{k!} & \text{для } k=0,1,\dots,N-1 \\ 1 - \sum_{k=0}^{N-1} \frac{(\lambda T_\Sigma)^k \exp(-\lambda T_\Sigma)}{k!} & \text{для } k=N \end{cases} \quad (3)$$

Таким образом, случайная величина d описывается распределением Пуассона с параметром $a=\lambda T_\Sigma$.

Как известно [9], целочисленная случайная величина X , распределенная по закону Пуассона, имеет особые, характерные свойства: среднее арифметическое значение (математическое ожидание) $M[x]$, второй центральный момент (дисперсия) $D[x]$, а также третий центральный момент μ_3 равны между собой и численно равны некоторому числу a , которое называется параметром распределения Пуассона

$$M[x]=D[x]=\mu_3=a. \quad (4)$$

Соотношение (4) (характеристическое свойство) можно использовать для проверки того, что исследуемая случайная величина X распределена по закону Пуассона.

Границы доверительного интервала (a_H , a_B) для параметра a определяются из выражений [7]

$$\sum_{k=0}^n \frac{(a_B)^k}{k!} \exp(-a_B) = \frac{\alpha}{2}, \quad \sum_{k=n}^{\infty} \frac{(a_H)^k}{k!} \exp(-a_H) = \frac{\alpha}{2}. \quad (5)$$

Достаточно подробные таблицы для распределения Пуассона есть в книге [9]. Значения a_B и a_H также можно определить из соотношений:

$$a_B = \frac{1}{2} \chi_{1-\alpha/2}^2(2n+2), \quad a_H = \frac{1}{2} \chi_{\alpha/2}^2(2n), \quad (6)$$

где $\chi_\nu^2(\nu)$ — квантиль χ^2 -распределения для ν степеней свободы.

В справочнике [7] приведены значения a_B и a_H для различных значений n и доверительных вероятностей $1-\alpha$.

Рассмотрим план [NUT], который используется для высоконадежных систем при исследовании времени распределения до первого отказа.

Как известно [7, 14] для плана [NUT] случайная величина d (количество отказов) имеет дискретное распределение

$$P\{d=k\} = C_N^k [1 - \exp(-\lambda T)]^k \exp[-\lambda(N-k)T] \quad \text{для } k=0,\dots,N. \quad (7)$$

$$M[d]=N[1 - \exp(-\lambda T)], \quad D[d]=N[1 - \exp(-\lambda T)] \exp(-\lambda T). \quad (8)$$

Что соответствует схеме испытаний по биномиальной схеме с неизвестной вероятностью отказа $p=[1 - \exp(-\lambda T)]$.

Если времена отказов (t_i , $i=1,\dots,d$) не известны, а известны только количество отказов d и количество испытаний N , то оценки ($\hat{\lambda}$, λ_H , λ_B) неизвестного параметра λ можно получить из точного уравнения

$$1 - \exp(-\lambda T) = p(\gamma, N, d), \quad (9)$$

или приближенного (когда $\lambda T \ll 1$) соотношения

$$1 - \exp(-\lambda T) \approx \lambda T = p(\gamma, N, d), \quad (10)$$

где $p(\gamma, N, d) = (p, P_H, P_B)$ — точечная или интервальные оценки вероятности отказа по результатам биномиальных испытаний, когда количество отказов равно d и количество испытаний N .

Если времена наступления отказов (t_i , $i=1,\dots,d$) известны, и известны количество отказов d количество испытаний N , то оценки неизвестного параметра λ можно оценить для плана [NUT], из соотношений [5].

Точечная оценка и интервальные оценки параметра λ для плана [NUT] имеют вид [5]

$$\hat{\lambda} = \frac{d}{S}, d > 1; \quad \lambda_H = \frac{\hat{\lambda} N \chi_{1-q}^2(2d)}{d[2N - d + 1 + 0,5 \chi_{1-q}^2(2d)]}; \quad \lambda_B = \frac{\hat{\lambda} N \chi_q^2(2d+2)}{d[2N - d + 0,5 \chi_{1-q}^2(2d+2)]}; \quad (11)$$

где

$$S = \sum_{i=1}^d t_i + (N-d)T.$$

При вычислении доверительных границ для вероятности отказа используются такие приближенные формулы [10]

$$P_H = \frac{\chi_{1-q}^2(2d)}{[2N-d+1+0,5\chi_{1-q}^2(2d)]}; \quad P_B = \frac{\chi_q^2(2d+2)}{[2N-d+0,5\chi_{1-q}^2(2d+2)]}, \quad (12)$$

где d - число отказов, N - число испытаний (наблюдений); $\chi^2(k)$ - квантиль χ^2 распределения для k степеней свободы уровня γ .

С использованием формул (12) оценки параметра λ записываются в виде

$$\hat{\lambda} = \frac{d}{S}; \quad \lambda_H = \frac{NP_H}{S} = \frac{\hat{\lambda}NP_H}{d}; \quad \lambda_B = \frac{NP_B}{S} = \frac{\hat{\lambda}NP_B}{d} \quad (13)$$

Для уточнения интервальных оценок λ_H и λ_B точные значения P_H и P_B вычисляются из соотношений

$$I_{PH}(d+1, N-d) = \alpha, \quad (14)$$

$$I_{PB}(d, N-d+1) = 1 - \alpha, \quad (15)$$

где $I_x(a, b)$ - неполная бета - функция $I_x(a, b) = \frac{1}{B(a, b)} \int_0^x t^{a-1} (1-t)^{b-1} dt$,

$$B(a, b) = \int_0^1 t^{a-1} (1-t)^{b-1} dt = \frac{\Gamma(a)\Gamma(b)}{\Gamma(a+b)}, \quad \Gamma(z) = \int_0^\infty t^{z-1} e^{-t} dt \text{ (гамма-функция)}$$

Эйлера).

Для получения значений P_H и P_B из (14)-(15) можно использовать таблицы [11] или стандартные функции бета распределения [12,13].

Некоторые замечания по поводу возможности использования формул плана [NUz] для оценок неизвестного параметра λ , которые приведены в [5]

$$\hat{\lambda} = \frac{rN}{(N-1)(\sum_{i=1}^r t_i + \sum_{j=1}^{N-r} \tau_j)}; \quad \lambda_H = \frac{\hat{\lambda} \chi_{1-q}^2(2N)}{2N}; \quad \lambda_B = \frac{\hat{\lambda} \chi_q^2(2N)}{2N} \quad (16)$$

Формулами (16) "напрямую" пользоваться нельзя: они получены в предположении, что распределение наработки до цензурирования является случайным и распределено экспоненциально [6,15,16].

Отмеченное выше замечание относится к оценке распределения времени до первого отказа. Для статистической проверки качества восстановления (в условиях предположения, что восстановление является полным) требуется исследование

распределения времени до второго отказа (и так далее), если, в принципе, они наблюдаются (у высоконадежных систем).

Подчеркнем, что необходимость изложенного подхода проявляется в тех случаях, когда точечных оценок ПН недостаточно и требуются не только интервальные их оценки, но и распределение погрешностей.

Список литературы: 1. ГОСТ 27.503-81 "Надежность в технике. Система сбора и обработки информации. Методы оценки показателей надежности". 2. ГОСТ 27.504 - 84 "Надежность в технике. Методы оценки надежности по цензурированным данным". 3. ДСТУ 3004-95 Государственный стандарт Украины. Надежность техники. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным. 4. Надежность и эффективность в технике: Справочник. Т.6: Экспериментальная отработка и испытания/Под общ. ред. Р.С. Судакова, О.И. Тескина. - М.: Машиностроение, 1989. - 376 с. 5. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення. - Введено вперше. - К.: 1994. - 89 с. 6. Надежность и эффективность в технике: Справочник. Т.6: Экспериментальная отработка и испытания/Под общ. ред. Р.С. Судакова, О.И. Тескина. - М.: Машиностроение, 1989. - 376 с. 7. Козлов Б. А., Ушаков И. А. Справочник по расчету надежности аппаратуры радиоэлектроники и автоматики. - М: "Советское радио", 1975. - 472 с. 8. Надежность технических систем: Справочник / Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др. Под ред. И. А. Ушакова. - М.: Радио и связь, 1985. - 608 с. 9. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. - М.: Наука, 1971. - 576 с. 10. Рябинин И. А. Основы теории и расчета надежности судовых электротехнических систем. - Л.: Судостроение, 1971. - 456 с. 11. Статистические задачи отработки систем и таблицы для числовых расчетов показателей надежности /Под ред. Р.С. Судакова. - М.: Высшая школа, 1975. - 604 с. 12. Боровиков В. STATISTICA: искусство анализа данных на компьютере. Для профессионалов. - СПб.: Питер, 2001. - 656 с. 13. Блатнер Патрик, Ульрих Лори, и др. Использование Microsoft Excel 2000. Специальное издание.: Пер. с англ.: Уч. пос. - М.: Издательский дом "Вильямс", 2000. - 1024 с. 14. Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. Основные характеристики надежности и их статистический анализ. - М.: Наука, 1965. - 521 с. 15. Аронов И. З., Бурдасов Е. И. Оценка надежности по результатам сокращенных испытаний. - М.: Изд-во стандартов. 1987. - 184 с. 16. Аронов И. З., Бурдасов Е. И. Методы обработки цензурированных данных о надежности. - М.: Знание. 1983. С 54-103.

Сдано в редакцию 22.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С УЧЕТОМ СЛУЧАЙНОГО ХАРАКТЕРА КРИТЕРИЯ И ПАРАМЕТРОВ ОПТИМИЗАЦИИ

Ивченко Т.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The technique for optimization of the tool reliability parameters is developed at its creation and operation, based on definition of the integral of quality. The theoretical and experimental investigations of the cutting tool reliability are used for increasing of the effective exploitation and creation the optimum cutting conditions

Совершенствование режущего инструмента является одним из наиболее распространенных источников повышения эффективности современного механообрабатывающего производства. Улучшение качества инструмента требует увеличения затрат на его создание, в связи с чем весьма актуальна проблема обоснования целесообразности уровня его показателей как на стадии проектирования инструмента, так и при его изготовлении и эксплуатации.

Многочисленные исследования качества инструмента посвящены изучению отдельных свойств, наиболее важные из которых - износостойкость и прочность, и, как правило, не охватывают всей совокупности свойств качества и не сопоставляют повышение уровня этих свойств с необходимыми для этого затратами средств. Большинство современных методов оптимизации параметров инструмента и условий его эксплуатации основано на представлении, как критериев, так и параметров оптимизации детерминированными величинами. В этом случае случайные параметры заменяют их средними значениями и осуществляют аппроксимацию случайных моделей детерминированными [1]. При оценивании и оптимизации уровня качества инструмента в случае значительного рассеивания показателей отдельных свойств, имеющего место в реальных условиях эксплуатации, такой подход вносит существенную погрешность в получаемые результаты [2].

Современные представления о качестве инструмента основаны на рассмотрении его показателей как случайных величин. Прежде всего, это показатели основных свойств надежности - безотказности, долговечности, ремонтпригодности, а также определенный на их основании обобщающий показатель - интегральный, представляющий собой отношение полезного эффекта от использования инструмента к суммарным затратам на его создание и эксплуатацию [1]. Выполненные численными методами исследования влияния рассеивания стойкости на ее оптимальный уровень [2] не охватывают всей совокупности свойств надежности и не дают возможности аналитически определить степень влияния рассеивания показателей этих свойств на их оптимальный уровень.

Целью настоящей работы является определение оптимального уровня основных показателей качества инструмента с учетом случайного характера, как параметров, так и критерия оптимизации.

В общем виде задача оптимизации уровня качества инструмента может быть сформулирована следующим образом: найти оптимальные значения параметров вектора показателей качества $X(X_1, X_2, \dots, X_n)$, при которых целевая функция $K(X)$ достигает экстремального значения при заданных функциональных и параметрических ограничениях, причем как целевая функция, так и ограничения нелинейны.

Математическая модель оптимизации уровня качества инструмента может быть представлена следующим образом:

$$\begin{cases} \text{Найти } \bar{X}_{opt}(X_1, X_2, \dots, X_n), \\ \bar{K}(\bar{X}) \rightarrow \text{extrem}, \\ a_{\min_i} \leq X_i \leq a_{\max_i}, \quad (i=1, N_i), \\ g_j(\bar{X}) \leq 0, \quad (j=1, N_j), \end{cases} \quad (1)$$

где $X(X_1, X_2, \dots, X_n)$ - вектор параметров оптимизации - показателей качества, значения которых варьируются и должны быть выбраны при оптимизации (n - число свойств качества); $K(X)$ - вектор-функция цели, или критерий оптимизации, количественно отражающий показатели качества; $a_{\min_i}, a_{\max_i}$ - предельные значения i -го параметра X_i ; N_i - число переменных параметров, ограниченных верхним и нижним пределами; $g_j(X)$ - j -ая функция ограничений переменных параметров; N_j - число функций ограничений.

Для обоснования параметров оптимизации разработана структурная схема основных свойств, составляющих качество инструмента и показателей, определяющих эти свойства, представленная на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема основных свойств, составляющих качество режущего инструмента и определяющих эти свойства показателей.

Качество инструмента в целом определяется совокупностью свойств назначения и необходимых для потребителя свойств надежности, а для изготовителя - свойств технологичности. Показатели основных свойств надежности - безотказность, долговечность и ремонтпригодность устанавливаются в реальных условиях эксплуатации инструмента. На стадиях проектирования и изготовления устанавливаются показатели свойств нижнего уровня - износостойкость, прочность и восстанавливаемость.

Качество инструмента в целом оценивается относительным интегральным показателем, рассчитываемым по относительным показателям отдельных свойств [1]:

$$K_{И} = X_1^{m_1} X_2^{m_2} (1+B)(1+C)/(X_3+B)(X_4+C), \quad (2)$$

где - X_1, X_2, X_3, X_4 - относительные показатели, характеризующие уровень безотказности, долговечности, ремонтпригодности и технологичности, равные соответственно соотношениям средней стойкости T_{cp} , среднего числа периодов стойкости K_{cp} , среднего времени восстановления t_0 и стоимости $C_{ин}$ оцениваемого и базового инструментов: $X_1 = T$; $X_2 = K$; $X_3 = P$; $X_4 = C_{ин}$; C и B - постоянные коэффициенты, зависящие от условий эксплуатации инструмента; m_1, m_2 - показатели, характеризующие степень влияния безотказности и долговечности инструмента на уровень его качества.

Критерий оптимизации определяется с учетом функционального ограничения, устанавливающего взаимосвязь относительного показателя технологичности с относительными показателями безотказности, долговечности и ремонтпригодности и отражающего увеличение себестоимости изготовления инструмента с повышением его надежности:

$$X_4 = AX_1^{n_1} X_2^{n_2} X_3^{n_3}, \quad (3)$$

где A, n_1, n_2, n_3 - коэффициент пропорциональности и показатели степени, характеризующие взаимосвязь технологичности и показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности соответственно.

С учетом указанного ограничения критерий оптимизации имеет вид:

$$K_{ин} = X_1^{m_1} X_2^{m_2} (1+B)(1+C) / (X_3 + B)(AX_1^{n_1} X_2^{n_2} X_3^{n_3} + C). \quad (4)$$

В случае однопараметрической оптимизации по каждому из отдельных показателей оптимальные уровни безотказности, долговечности и ремонтпригодности (для $n_3 = 1$) определяются аналитически:

$$X_1 = (C/A(n_1 m_1 - 1))^{1/n_1}; X_2 = (C/A(n_2 m_2 - 1))^{1/n_2}; X_3 = \sqrt{AB/C}. \quad (5)$$

Указанные значения оптимального уровня показателей надежности получены без учета их случайного характера на основании замены случайных параметров их средними значениями и приближенной аппроксимации случайных моделей детерминированными.

Известно, что показатели безотказности X_1 , долговечности X_2 и ремонтпригодности X_3 инструмента являются случайными величинами, числовые характеристики и законы распределений которых определяются по результатам экспериментальных исследований. Вследствие этого критерий оптимизации $K_{ин}$ также является случайной величиной. Представление критерия оптимизации $K_{ин}$ как функции случайных аргументов позволяет вычислять его числовые характеристики - математическое ожидание и дисперсию с учетом характеристик случайных аргументов [3].

Пусть имеется система случайных аргументов с заданными числовыми характеристиками системы: математическими ожиданиями m_x и дисперсиями D_x :

$$(X_1, X_2, \dots, X_n). \quad (6)$$

$$(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}); (D_{x_1}, D_{x_2}, \dots, D_{x_n}). \quad (7)$$

Случайная величина Y есть нелинейная функция случайных аргументов $X_1, X_2, \dots, X_n$:

$$Y = \varphi(X_1, X_2, \dots, X_n). \quad (8)$$

Разлагая функцию $y = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n)$ в ряд Тейлора в окрестности точки $(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n})$ и сохраняя в разложении члены не выше второго порядка, имеем:

$$Y \approx \varphi(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)_m (X_i - m_{x_i}) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x_i^2} \right)_m (X_i - m_{x_i})^2. \quad (9)$$

Математическое ожидание m_y величины Y определяется следующим образом:

$$m_y = \varphi(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x_i^2} \right)_m D_{x_i}. \quad (10)$$

Математические ожидания m_{x_i} и дисперсии D_{x_i} относительных показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности инструмента равны соответственно:

$$m_{x_1} = T, m_{x_2} = K, m_{x_3} = P, \quad (11)$$

$$D_{x_1} = (V_T T)^2, D_{x_2} = (V_K K)^2, D_{x_3} = (V_P P)^2, \quad (12)$$

где V_T, V_K, V_P - коэффициенты вариации относительных показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности, характеризующие рассеивание указанных показателей надежности.

Математическое ожидание критерия оптимизации определяется следующим образом:

$$m_{K_{ин}} = \frac{T^{m_1} K^{m_2} (1+B)(1+C)}{(P+B)(AT^{n_1} K^{n_2} P^{n_3} + C)} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 K_{ин}}{\partial x_i^2} \right)_m (V_i m_{x_i})^2. \quad (13)$$

Полученная зависимость свидетельствует о том, что математическое ожидание критерия оптимизации как функции случайных аргументов $m_{K_{ин}}$ отличается от его значения, рассчитанного общепринятым методом по математическим ожиданиям этих аргументов $\varphi(m_{x_i})$. Количественно это отличие характеризуется значением второго слагаемого в формуле (11), которое с достаточной степенью точности может служить оценкой погрешности приближенной аппроксимации случайных моделей детерминированными. Полученная зависимость устанавливает взаимосвязь математического ожидания критерия оптимизации $m_{K_{ин}}$ как функции случайных аргументов с рассеиванием показателей надежности инструмента.

Для поиска оптимальных значений параметров оптимизации - показателей безотказности T_{opt} , долговечности K_{opt} и ремонтпригодности P_{opt} с учетом случайного характера критерия оптимизации и самих параметров оптимизации численными методами решается система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial T} \left[\frac{T^{m_1} K^{m_2} (1+B)(1+C)}{(P+B)(AT^{n_1} K^{n_2} P^{n_3} + C)} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 K_{II}}{\partial x_i^2} \right)_m (V_i m_{x_i})^2 \right] = 0, \\ \frac{\partial}{\partial K} \left[\frac{T^{m_1} K^{m_2} (1+B)(1+C)}{(P+B)(AT^{n_1} K^{n_2} P^{n_3} + C)} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 K_{II}}{\partial x_i^2} \right)_m (V_i m_{x_i})^2 \right] = 0, \\ \frac{\partial}{\partial P} \left[\frac{T^{m_1} K^{m_2} (1+B)(1+C)}{(P+B)(AT^{n_1} K^{n_2} P^{n_3} + C)} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial^2 K_{II}}{\partial x_i^2} \right)_m (V_i m_{x_i})^2 \right] = 0. \end{cases} \quad (14)$$

Представление критерия оптимизации как функции случайного аргумента дает возможность количественно оценить влияние рассеивания показателей надежности, характеризуемых коэффициентами вариации V , на их оптимальный уровень.

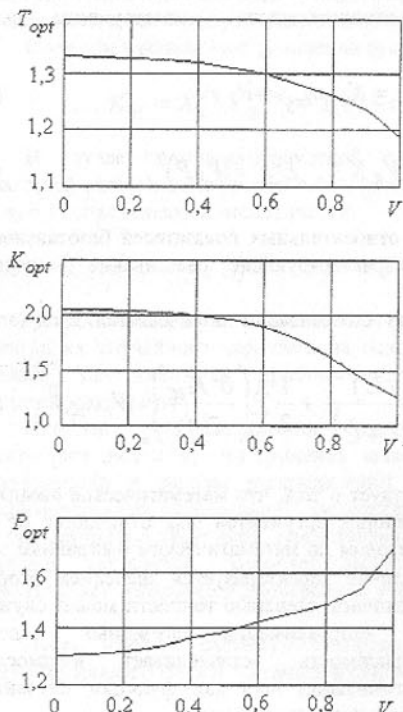


Рис.2. Графики зависимости оптимального уровня показателей надежности от коэффициентов их вариации V

безотказности T_{opt} , долговечности K_{opt} и ремонтпригодности P_{opt} весьма

На рис.2 представлены графики зависимости оптимального уровня показателей безотказности T_{opt} , долговечности K_{opt} и ремонтпригодности P_{opt} от коэффициентов их вариации V при однопараметрической оптимизации для условий: $C = 5$; $B = 50$; $A = 0,5$; $n_1 = n_2 = 1,5$; $n_3 = 1,5$; $m_1 = 0,2$; $m_2 = 0,4$ [1].

С увеличением коэффициента вариации оптимальные уровни показателей безотказности T_{opt} и долговечности K_{opt} снижаются, а ремонтпригодности P_{opt} - увеличивается.

При значении коэффициента вариации $V = 0$ рассеивание отсутствует, что соответствует детерминированной модели, для которой оптимальные уровни показателей безотказности T_{opt} , долговечности K_{opt} и ремонтпригодности P_{opt} рассчитываются в соответствии с формулами (5). При коэффициенте вариации $V < 0,4$ степень его влияния на оптимальные уровни показателей

незначительна, что также свидетельствует о возможности использования детерминированной модели и расчетных формул (5) с погрешностью, не превышающей 10%.

Для приближенной оценки оптимальных уровней показателей безотказности T_{opt} , долговечности K_{opt} и ремонтпригодности P_{opt} при однопараметрической оптимизации в расчетные формулы (5) должны вводиться поправочные коэффициенты, определяемые с использованием представленных на рис. 3 графиков их зависимости от коэффициента вариации V :

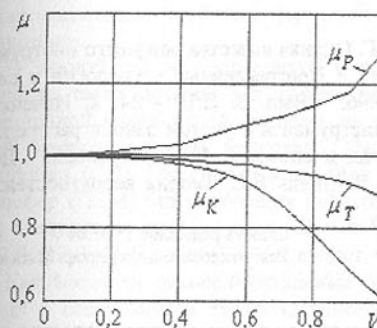


Рис. 3. Поправочные коэффициенты на оптимальные уровни показателей безотказности T_{opt} , долговечности K_{opt} и ремонтпригодности P_{opt} в зависимости от коэффициента вариации V

$$T_{opt} = \mu_T (C/A(n_1 m_1 - 1))^{1/n_1}, \quad (15)$$

$$K_{opt} = \mu_K (C/A(n_2 m_2 - 1))^{1/n_2}, \quad (16)$$

$$P_{opt} = \mu_P \sqrt{AB/C}. \quad (17)$$

Однопараметрическая оптимизация целесообразна тогда, когда изменяется только один из показателей надежности при постоянных или незначительно изменяющихся остальных. В том случае, когда одновременно изменяются все показатели надежности, что наиболее характерно для режущего инструмента, необходима трехпараметрическая оптимизация показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности. Оптимальные уровни показателей надежности при многопараметрической оптимизации могут быть получены только численными методами.

В качестве примера для одних и тех же ранее указанных условий приведены результаты одновременной оптимизации уровня качества по трем параметрам в сравнении с однопараметрической оптимизацией при коэффициенте вариации $V < 0,4$. Результаты представляются в виде вектора оптимальных значений $X_{opt}(T_{opt}, K_{opt}, P_{opt})$: при трехпараметрической оптимизации - $X_{opt}(1,6; 1,5; 1,7)$; при однопараметрической оптимизации - $X_{opt}(1,3; 1,0; 1,0)$; $X_{opt}(1,0; 2,0; 1,0)$; $X_{opt}(1,0; 1,0; 1,3)$.

Таким образом, на основании анализа критерия оптимизации - интегрального показателя качества режущего инструмента как функции случайного аргумента, получены аналитические зависимости, позволяющие количественно учитывать рассеивание показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности режущего инструмента при определении их оптимального уровня. Предлагаемый метод учета коэффициента вариации при оптимизации показателей надежности выпадает

точность расчетов и эффективность использования режущего инструмента в реальных условиях эксплуатации.

Список литературы: 1. Ивченко Т.Г. Оценка качества режущего инструмента с учетом закона распределения его стойкости // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ - 1996. - Вып. 3. С.19 - 24. 2. Ивченко Т.Г. Оптимизация показателей безотказности инструмента с учетом закона распределения его стойкости. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 1998. - Вып. 5. - С. 51-58. 3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969. - 576с.

Сдано в редакцию 15.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ НА СВОЙСТВА ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ УЗЛОВ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Казимиренко Ю.А. (УГМТУ, г. Николаев, Украина)

The new approach to isolation of the case of the bearing ship gas-turbine the engine was considered, which consist of replacement of traditional filamentous isolation into tiled one, which made of a new composite material in the article. The physical model of forming of its structure was developed which explains the mechanism of its reception on different stages and under various technological conditions.

Одним из путей повышения надежности судовых газотурбинных двигателей (ГТД) является разработка и внедрение нетрадиционных технологий изолирования, основанных на применении новых материалов. К изолируемым узлам относится корпус подшипника судового ГТД. При этом основным назначением изоляции является создание тепловой защиты пространства в корпусе, заполненном отработанным маслом [1]. Температура масла на входе в подшипник составляет 50 °С, а на выходе не превышает 120...140 °С. К тепловой изоляции корпуса подшипника предъявляются следующие требования: способность длительно работать при температуре эксплуатации; стабильные теплоизоляционные характеристики; низкие массогабаритные показатели; способность противостоять воздействиям вибрации, изоляция не должна отслаиваться и деформироваться. Помимо этого, наносимое изоляционное покрытие выполняется так, чтобы не препятствовать тепловому расширению рабочего узла.

Традиционно в качестве тепловой изоляции для корпуса подшипника применяются маты на основе базальтового ультротонкого волокна (БУТВ) [2] со следующей технологией нанесения. Холст базальтового мата раскраивается по размерам, соответствующим изолируемым поверхностям, затем облицовывается полосами фольги из материала 12Х18Н10Т толщиной 0,1мм. Заготовки фольги привариваются к изолируемым поверхностям, далее на них накладывается слой БУТВ, толщину которого следует выбирать на 15...20% больше требуемой по чертежу. Сверху слой теплоизоляции обжимается фольгой, свободный конец которой приваривается к изолируемой поверхности конструкции.

Несмотря на хорошие теплоизоляционные характеристики и стойкость к действию высоких температур, БУТВ сжимаемо и, в процессе эксплуатации теряет

однородность своих свойств, в том числе меняет коэффициент теплопроводности. Работая в масляной среде, базальтовые волокна насыщаются маслом, теряют теплоизоляционные свойства, что влечет за собой коксование масла и перегрев подшипника.

В данной статье предлагается новое решение в технологии изолирования, в частности, таких деталей как корпус подшипника, которое заключается в замене традиционной волокнистой изоляции на плиточную. При этом автором предлагается новый композиционный материал (КМ), получивший название «синтактическое пеностекло» (СП). Его способ получения заключается в спекании полых стеклянных микросфер (ПСМ) без связующих добавок [3]. Для его получения выбраны два вида ПСМ следующего состава: состав 1: мас.%. SiO₂ 69,0; B₂O₃ 7,5; CaO 6,0; Na₂O 13,5; ZnO 2,0; F 2,0 [4]. В состав ПСМ 2 входят, мас.%. SiO₂ 77,0; Na₂O 23,0 [5].

Как показали экспериментальные исследования, особенность этого материала состоит в стабильности теплоизоляционных свойств при повышении температуры. Приведенные на рис.1 экспериментальные зависимости коэффициентов температуропроводности образцов исследуемого материала от температуры окружающей среды характеризуют плавное и незначительное изменение теплоизоляционных свойств. Немаловажную роль также играет сохранение теплоизоляционных характеристик при водопоглощении и проникновении масла. Так, при плотности СП равной 360 кг/м³, коэффициент теплопроводности при комнатной температуре находится в пределах 0,035 Вт/(м·К); в масляной среде при температуре 120 °С составляет 0,044 Вт/(м·К); а в условиях закоксованного масла при этой температуре достигает 0,067 Вт/(м·К). Для сравнения следует привести изоляционные характеристики БУТВ при тех же условиях: коэффициент теплопроводности на воздухе составляет 0,038 Вт/(м·К), в масляной среде при температуре 120 °С 0,087 Вт/(м·К); в условиях закоксованного масла при 120 °С 0,154 Вт/(м·К) [3]. Так как технология получения СП предусматривает отсутствие в его составе других его компонентов, кроме стеклянных микросфер, то этот материал также является негорючим и нетоксичным и способен выдерживать температуру до 490 °С.

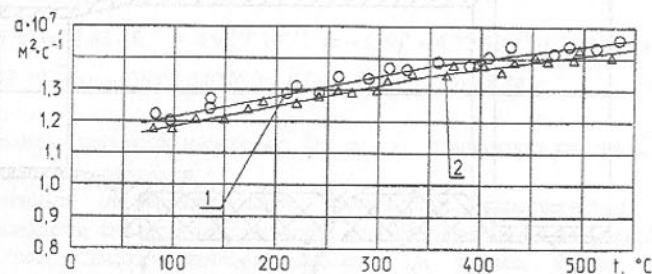


Рис.1. Зависимость коэффициента температуропроводности образцов синтактического пеностекла плотностью 360 кг/м³ от температуры: 1 - состава 1; 2 - состава 2

На рис.2 схематически представлена разработанная тепловая изоляция из СП, нанесенная на корпуса подшипника турбины судового ГТД. Изоляция изготавливается в виде черепицы 2, которой обкладывается корпус подшипника 1. Крепление осуществляется при помощи специальных мастик, которые в свою очередь должны обладать необходимой стойкостью при воздействии температуры. Такая конструкция

является несъемной и при ремонтах не разбирается. Затем производится облицовка полосами фольги 3 с последующей ее приваркой к изолируемым поверхностям конструкции. По сравнению с традиционно применяемой изоляцией из БУТВ, предлагаемая не требует дополнительного технологического припуска на усадку, составляющего 15...20%, а также значительно упрощает процесс монтажа.

Достаточно прост и технологический процесс получения изоляционной черепицы. Разработанная технология позволяет получать составные детали при спекании ПСМ в шахтных, камерных и муфельных электропечах, средой рабочего пространства которых является воздух. Необходимым условием является обеспечение условий горячего прессования. Применяемые печи должны обеспечивать: равномерное температурное поле рабочего пространства, постоянную скорость подъема температуры, а также возможность ее измерения, регулирования давления прессования и контроля усадки, позволяющих установить процесс спекания ПСМ на любом этапе с целью предотвращения дефектов получаемых изделий. Применение специальных прессующих устройств позволяет определять распределение давлений в ПСМ при получении деталей, повысить точность измерений и сократить их количество. Расширить технологические возможности получения СП в промышленных условиях представляется реальным за счет обеспечения измерений при горячем прессовании. Для получения деталей рекомендуется использовать графитовые пресс-формы необходимой конфигурации, поскольку применение графита исключает применение дополнительной смазки внутренней части ее поверхности, что является необходимым условием для проведения аналогичного процесса в стальных пресс-формах. Размеры пресс-формы и внутренней полости матрицы определяются размерами готового изделия из СП, толщины пресс-формы должны обеспечивать равномерный прогрев.

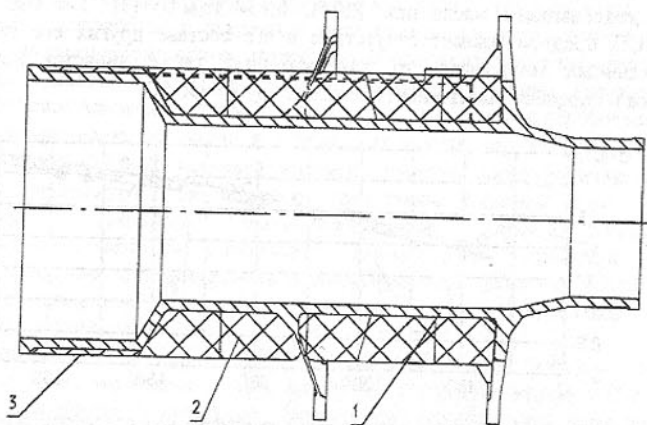


Рис. 2. Схема теплоизоляции из синтактического пеностекла для корпуса подшипника силовой турбины судового ГТД.

Технологичность монтажа, стабильные теплофизические свойства новой изоляции непосредственно связаны с особенностями формирования структуры СП в процессе его получения. Следует выделить основные направления, в которых велись экспериментальные и теоретические исследования. Это работы по получению комбинированной пористости материала; разработка методики прогнозирования

термостойких свойств СП в процессе спекания ПСМ [6]; разработка физической модели формирования структуры СП [7]. Проведенные исследования основаны на изменении кинематической вязкости формовочной массы из спекаемых микросфер, которая является одной из самых важных характеристик структуры аморфных материалов, косвенно обосновывающих термостойкие свойства. Вязкость с повышением температуры понижается и при достижении ее минимального значения стекло теряет свою термостойкость. В процессе спекания СП представляет собой пластичную вязкую систему, в которой равномерно распределены открытые и закрытые поры, разделенные тонкими перегородками — стенками микросфер. Поскольку используемые ПСМ имеют разный диаметр: от 10 до 110 мкм, то можно предположить, что их насыпной объем с довольно широким распределением размеров, обеспечивает создание компактной упаковки, где самые мелкие располагаются между средними, средние — между более крупными. В рассматриваемом случае вязкость размягченных газонаполненных стеклошариков играет важную роль во всем процессе получения синтактического пеностекла, которая в сильной степени зависит от температуры и меняется в процессе получения материала. Поскольку спекание ПСМ сопровождается процессом усадки, имеет место зависимость логарифма вязкости от температуры и времени процесса усадки. Произведена аппроксимация этой зависимости полиномом, для нахождения коэффициентов использовались значения температуры и времени процесса усадки всех экспериментов по спеканию ПСМ, проведенных в диапазоне температур 490...745 °С. Для выбранного состава полученные зависимости имеют вид

$$\lg \eta(t, \tau) = 4.34 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 6.41 \cdot 10^{-14} \cdot (\tau - 414)^4 - 8.85 \cdot 10^{-10} \cdot (\tau - 414)^3 + 1.69 \cdot 10^{-6} \cdot (\tau - 414)^2 - 0.0597 \cdot t - 0.000198 \cdot (\tau - 414) + 28.8 \quad (1)$$

для состава 1.

Для состава 2

$$\lg \eta(t, \tau) = -1.48 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 9.07 \cdot 10^{-14} \cdot (\tau - 439)^4 - 4.79 \cdot 10^{-10} \cdot (\tau - 439)^3 + 6.42 \cdot 10^{-7} \cdot (\tau - 439)^2 + 0.0103 \cdot t - 0.000602 \cdot (\tau - 439) + 8.44 \quad (2)$$

где η — вязкость спекаемых микросфер, Па·с; t — температура спекания, °С; τ — время с начала процесса усадки, с.

Установленные экспериментальные зависимости характеризуют кинетику изменения вязкости, справедливы для интервала стеклования ПСМ (490...745 °С), и позволяют рассчитывать значения вязкости на разных этапах получения синтактического пеностекла.

На рис. 3 представлены кинетические кривые изменения логарифма вязкости СП исследуемого состава, полученные в результате спекания ПСМ при температуре 600 °С и следующих значениях давления прессования: 1,2 МПа (кривая 1); 0,7 МПа (кривая 2); 0,5 МПа (кривая 3); 0,065 МПа (кривая 4). Анализ представленных зависимостей показал, что основное спекание ПСМ происходит на том этапе, когда вязкость достигает своего наименьшего значения. Этот интервал составляет 8...12 мин, что обуславливает нецелесообразность проведения процесса спекания свыше 30 мин.

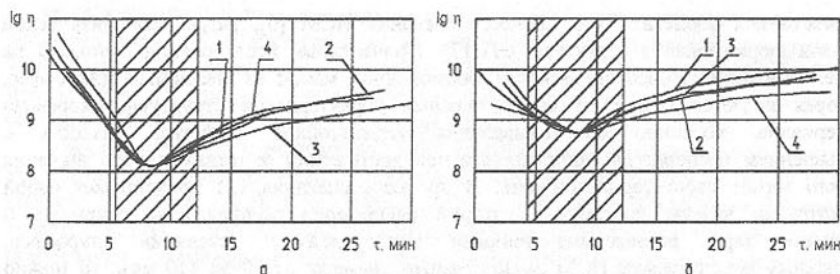


Рис. 3. Кинетика изменения логарифма вязкости синтактического пеностекла, полученного в результате спекания: а - ПСМ состава 1; б - ПСМ состава 2 при $t=600^\circ\text{C}$ и различных давлениях прессования: 1 - $p=1,2$ МПа; 2 - $p=0,7$ МПа; 3 - $p=0,5$ МПа; 4 - $p=0,065$ МПа

Установленные зависимости (1) и (2) объясняют механизм получения синтактического пеностекла и могут быть использованы для прогнозирования термостойких свойств.

Все приведенные выше исследования, касающиеся изменения вязкости при различных температурных условиях, представляют собой физическую модель формирования структуры синтактического пеностекла, основным назначением которой является целенаправленное получение комбинированной пористости этого КМ в результате варьирования его технологическими параметрами.

Следует отметить, что при оптимальной плотности 360 кг/м^3 общая пористость материала составляет 84 %. При этом содержание открытых пор в СП состава 1 достигает 15%, а в составе 2 их до 21%, остальной объем составляют закрытые поры.

Указанные особенности структуры формируют теплоизоляционные свойства этого нового КМ, применение которого является перспективным в отрасли судового машиностроения. Данное направление подтверждено актом о перспективах внедрения в Центре НИОКР ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» (г. Николаев).

Выводы: 1. На основании проведенных исследований разработаны теоретические основы расчета такой характеристики структуры как вязкость синтактического пеностекла для исследуемых составов, что позволяет проанализировать кинетику ее изменения и формировать материал с необходимыми структурой и свойствами. 2. Свойства и технология получения этого материала позволяет разработать и внедрить новый подход к технологии изолирования узлов судовых ГТД.

Список литературы: 1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. - М.: Машиностроение, 1965. - 451 с. 2. Матюхин А.Н., Щепкина Г.Т., Неелов В.А. Теплоизоляционные и гидроизоляционные работы. - М.: «Высшая школа», 1991. - 287 с. 3. Казимиренко Ю.А. Перспективы применения в судостроении композиционного материала многоотраслевого назначения - синтактического пеностекла // 36. науч. праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2001. - №2 (374). - С. 132 - 139. 4. Способ получения полых стеклянных микросфер: А.с. 1451105 СССР, МКИ С 03 В 19/10. / В.В. Будов, В.Я. Стеценко, Е.И. Чарный, В.И. Крыськов, Л.П. Иванов (СССР). - № 4205368/29 - 33; Заявлено 05.03.87; Оpubл. 15.01.89, Бюл.№2. - Зс. 5. Способ получения полых стеклянных микросфер: А.с. 1479424 СССР, МКИ С 03 В 19/10. / В.В. Будов, Е.И. Чарный, В.Я. Стеценко (СССР). - № 4309626/29 - 33; Заявлено 25.09.87;

Оpubл. 15.05.89, Бюл. №18 - Зс. 6. Казимиренко Ю.А. Прогнозирование термостойких свойств синтактического пеностекла в процессе спекания полых стеклянных микросфер // Труды Междунар. конференции «Композиционные материалы в промышленности». - Ялта, 2003. - С.43-44. 7. Авторське право на наукову статтю. Фізическа модель получения структуры композиционного материала на основе полых стеклянных микросфер / Казимиренко Ю.О. - №7119; Заявл. 12.02.2003.

Слано в редакцію 15.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА МІЦНІСТЬ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ІНСТРУМЕНТУ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

Клименко Г.П. (ДЦМА, м.Краматорськ, Україна)

Destruction of the tool was investigated in laboratory and industrial conditions. Mathematical models of probability of destruction of cutters for forecasting its stability are received

Під показником експлуатаційної міцності інструменту може бути використана імовірність відмов інструменту в процесі його експлуатації. Актуальність проблеми полягає в необхідності скорочування простоїв важких верстатів, підвищення їх продуктивності, що є головним напрямком розвитку важкого машинобудування. Імовірнісний підхід до процесу руйнації інструменту важких верстатів підтверджується статистичними даними [1] про відмови різального інструменту на важких верстатах.

Ціль роботи - підвищення ефективності експлуатації різального інструменту на важких верстатах шляхом підвищення його експлуатаційної міцності.

У роботі наведені результати експериментальних, виробничих та статистичних випробувань для визначення експлуатаційної міцності інструменту: руйнівальних подач та імовірності руйнації інструментів, - для різних умов їх експлуатації. Розроблені емпіричні та статистичні залежності для визначення подач та імовірності руйнації інструменту на важких верстатах.

Аналіз характеру руйнації інструментів [1] при визначенні руйнівних подач (рис. 1) показав, що у більшості випадків поверхня руйнації проходить під кутом до вертикалі $20-40^\circ$ та перетинає головне різальне лезо на відстані від вершини, близькому до ширини зрізу та допоміжне лезо на приблизно такій же відстані. Результати

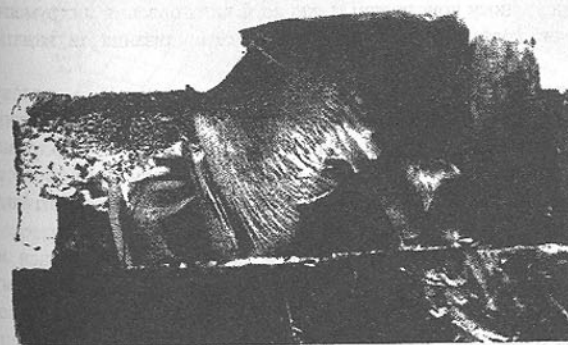


Рис.1. Характер руйнації різців

дослідження експлуатаційної міцності різального інструменту методом східчозростаючих подач дозволили одержати математичні залежності руйнівальної подачі від умов експлуатації інструменту.

$$Sp = C_s D^{Z_s} \sigma_b^{-n_s} t^{-X_s},$$

де C_s – постійна величина, що залежить від умов роботи інструменту; D – параметр верстату (найбільший діаметр деталі, мм); σ_b – характеристика деталі (межа міцності), МПа; t – глибина різання, мм; Z_s, n, X_s – показники ступеню впливу величин.

Аналогічні залежності одержані статистичним методом (регресійний аналіз) на основі інформаційного банку даних та виробничих випробувань. Математична обробка результатів виконувалась за допомогою пакету програм Statistica 5.0 з перевіркою тісноти кореляційного зв'язку (коефіцієнт множинної кореляції $R=0,68$) та адекватності моделі за критерієм Фішера. Визначені усереднені залежності для більш поширених умов експлуатації інструментів на важких верстатах: $Sp = 17Dc^{0.45} \sigma_b^{-0.85} t^{-0.55}$ для $Dc \leq 2500$, $Sp = 19500Dc^{-0.45} \sigma_b^{-0.85} t^{-0.55}$ для $Dc \geq 2500$. В роботі доведено, що для експлуатаційних умов механообробки ступінь впливу розмірів верстату на подачу значно більший, ніж при форсованих випробуваннях. Це пояснюється тим, що зміна жорсткості технологічної системи більш впливає на величину випадкових руйнацій при більш довгому періоду роботи. Дослідження експлуатаційної міцності різальної частини інструменту методом руйнуючих подач дозволяє визначити поправочні коефіцієнти на подачу, що враховують змінені умови експлуатації інструменту. Для визначення імовірності руйнації інструменту прийнято такий вигляд моделі:

$$P_{(n)} = C_{p(n)} \sigma_b^{n_{p(n)}} t^{x_{p(n)}} Dc^{-z_{p(n)}} K_{p(n)} \text{жс} K_{p(n)} \text{мз} K_{p(n)} \text{пз} K_{p(n)} \text{ну}.$$

У результаті статистичної обробки даних одержано залежність для найбільш поширених умов експлуатації інструментів на важких верстатах ($R=0,72$):

$$P_{(n)} = 0.5 \sigma_b^{1.75} t^{1.1} s^{2.25} Dc^{-1.5} \quad \text{для} \quad Dc \leq 2500 \quad \text{мм}$$

$$P_{(n)} = 0.28 \cdot 10^{-11} \cdot Dc^{1.8} \cdot \sigma_b^{1.75} \cdot t^{1.1} \cdot s^{2.25} \quad \text{для} \quad Dc \geq 2500 \text{ мм.}$$

Досліджено також вплив інших параметрів на Sp та $P_{(n)}$ (розмірів, жорсткості, стану поверхневого шару деталі; зносу конструкції, технології виготовлення інструменту та ін.), встановлені поправочні коефіцієнти на елементи режимів різання та витрату інструменту.

Результати дослідження імовірності руйнації інструменту лягли в основу, створення методу визначення витрату інструменту з урахуванням імовірності руйнації різального інструменту при його експлуатації на важких верстатах. Уточнені поправки до стійкості залежності, що враховують типорозмір важкого верстату та імовірність руйнації інструменту, встановлені залежності витрату інструменту від рівня якості його експлуатації.

Визначення норм витрату різального інструменту в даний час проводиться на основі величини сумарного періоду стійкості інструментів, виходячи з припустимого обсягу їх сточування. При цьому передбачається, що єдиною причиною відмов інструменту є досягнення гранично припустимого зносу. Водночас, аналіз експлуатації твердосплавного інструменту на важких верстатах показав, що значна частка їх відмов припадає на викришування та руйнації. Встановлено, що імовірність руйнації інструменту істотно залежить від рівня режимів різання, особливо від подачі. Тому розрахунок сумарного періоду стійкості інструменту, що визначає його видаток, здійснювався з урахуванням усього комплексу факторів, що мають вплив на якість

експлуатації інструменту.

При визначенні регламентів експлуатації математичні моделі формувалися на основі періоду стійкості, що враховує як процес зношування, так і процес руйнації інструменту. З огляду на те, що визначення періоду стійкості, обумовленого зношуванням інструменту, провадиться на основі загальновідомих стійкостних залежностей, становить інтерес установлення залежності відношення періодів стійкості до руйнації і зносу від імовірності руйнації інструменту. Для цього зроблені дослідження щільностей розподілу періодів стійкості до відповідного виду відмови та визначена імовірність руйнації інструменту для випадку, коли його наробіток на відмову (знос або руйнацію) має розподіл за найбільш універсальним законом Вейбула-Гнеденко, для якого нормальний та експоненційний закони є частковим випадком. Імовірність руйнації інструменту визначається як імовірність того, що період стійкості до руйнації τ_p менше, ніж до зносу τ_u :

$$q_p = P(\tau_p \leq \tau_u) = \int_{-\infty}^{\infty} [1 - F(\tau_p)] f(\tau_p) d\tau_p = \int_{\tau_{op}}^{\infty} \exp \left[- \left(\frac{\tau_p - \tau_{ou}}{a_u} \right)^{b_u} \right] \frac{b_u}{a_u} \left(\frac{\tau_p - \tau_{op}}{a_p} \right)^{b_p-1} \exp \left[- \left(\frac{\tau_p - \tau_{op}}{a_p} \right)^{b_p} \right] d\tau_p,$$

$$\tau_{ou} \leq \tau_u < \infty,$$

де a_u та b_u, a_p та b_p – параметри закону розподілу відповідно τ_u і τ_p .

Після підстановки та спрощення

$$q_p = P(\tau_p \leq \tau_u) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-y} \exp \left[- \left[\frac{a_p}{a_u} y^{1/b_p} + \frac{\tau_u - \tau_p}{a_u} \right]^{b_u} \right] dy.$$

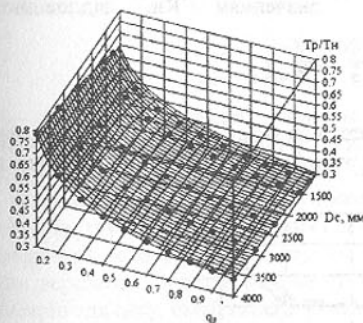


Рис. 2. Залежність q_p від співвідношення T_p/T_u інструментів для верстатів різних типорозмірів

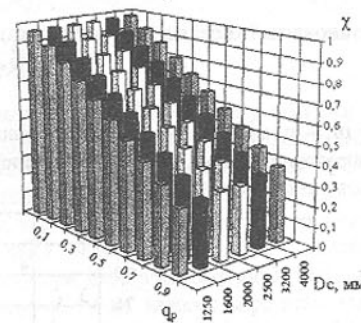


Рис. 3. Поправочний коефіцієнт на величину періоду стійкості твердосплавного інструменту важких верстатів в залежності від q_p

Для перевірки теоретичної залежності для визначення q_p одержана аналогічна статистична залежність імовірності руйнації q_p з відношенням періодів стійкості T_p/T_u та основного розмірного параметру верстату Dc (коефіцієнт множинної кореляції - 0,67, обсяг вибірки - 248) $q_p = 0.108 Dc^{-0.45} T_p/T_u$. На рис.2 та рис.3 подано вигляд цієї залежності. Результати розрахунків q_p згідно з теоретичної та

статистичної залежностей дають достатню точність (ступінь розбіжності результатів не перевищує 10%). Поправочний коефіцієнт на період стійкості інструменту для важких токарних верстатів різних типорозмірів (рис. 3):

$$\chi = 1 - q_p + 0.108 D_c^{0.15} q_p^{0.68}$$

дозволяє врахувати вплив імовірності руйнації інструменту на його фактичний період стійкості та видаток.

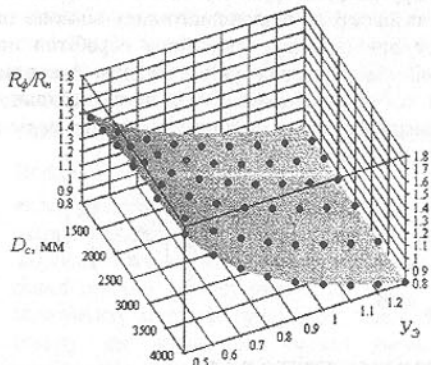


Рис. 4. Вплив рівня якості експлуатації інструменту Y_3 на зміну фактичного видатку R_ϕ в порівнянні з нормативними R_n для верстатів різних типорозмірів D_c

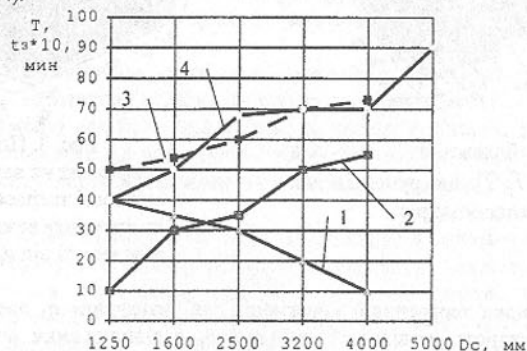
Статистичні дослідження показали наявність достатньо тісної кореляційної залежності зміни видатку різального інструменту від рівня якості його експлуатації (коефіцієнт кореляції - 0,82). Всі математичні моделі для оптимізації параметрів експлуатації інструменту, справедливі лише для рівня експлуатації, при якому фактичні показники максимально наближені до нормативно-базових їх значень ($Y_3=1$).

Відхилення показників експлуатації від базових значень призводить до зміни фактичного видатку інструменту R_ϕ , у порівнянні з його нормативним значенням R_n , відповідно до

встановленої кореляційної залежності:

$$R_\phi = R_n Y_3^{m_3} = R_n k_3,$$

де m_3 - показник ступеня впливу рівня експлуатації на видаток різального інструменту, k_3 - поправочний коефіцієнт на нормативний видаток інструменту, що враховує рівень якості його експлуатації (рис. 4).



1 - економічний період стійкості; 2 - час заміни збірних різців;
3 - час заміни збірних різців; 4 - фактичний період стійкості

Рис. 5. Періоди стійкості різців під час їх заміни

В основу визначення норм видатку різального інструменту покладено сумарний період стійкості $\Sigma \bar{T} = \bar{T} \cdot K$, де $\bar{T}$ - середній період стійкості інструменту; K - число періодів стійкості інструменту, $K = 1/q_p$. Підставляючи визначені величини, фактичний сумарний період стійкості:

$$\Sigma T_\phi = q_p / T \left(1 - q_p + 108 D_c^{0.15} q_p^{0.68} \right),$$

де T - період стійкості, визначений за традиційною стійкістю залежністю.

При статистичних дослідженнях стійкості інструменту було встановлено, що при ручному керуванні важкими верстатами робітник часто коректує період стійкості інструменту (режими різання) з урахуванням ергономічних чинників, пов'язаних із навантаженням на робітника. Зі збільшенням розмірів верстату економічна стійкість падає (рис. 5), тому що зменшується відношення витрат на інструмент до витрат на верстат та його експлуатацію, водночас фактична стійкість (за даними 1400 операцій) росте.

Тому встановлено, що для верстатів із $D_c=1000 \dots 1600$ оптимальним режимом різання відповідає середній період стійкості 40 хв та число періодів стійкості, рівне 5. Для верстатів з $D_c \geq 2000$ мм період стійкості інструменту з урахуванням ергономічних обмежень прийнятий рівним 60 хв.

При відомій сумарній стійкості інструменту простим розрахунком можна визначити необхідне число різальних кромок m для заданого основного часу $m = t_{0K} / \Sigma T_\phi$. Для укрупненого розрахунку видаток різального інструменту визначається, виходячи з фактичної трудомісткості механічної обробки T_ϕ за визначений період часу (наприклад, трудомісткості по цеху за рік)

$$M = 60 T_\phi K_0 K_3 / \Sigma T_\phi,$$

де K_0 - коефіцієнт основного часу, що визначає частку основного часу обробки від штучного. Імовірнісний характер видатку інструменту, що витікає з розсіювання періоду стійкості і часу працездатного стану технологічної системи, враховується $K_0 = K_{0c}$.

Оптимальному сполученню режимів різання відповідає ефективне число періодів стійкості інструментів (або можливість руйнації), що обумовлює видаток інструменту і є важливими технологічними параметрами процесу механічної обробки деталей на важких верстатах. Видаток різального інструменту при імовірнісному характері зміни параметрів процесу експлуатації різального інструменту на важких верстатах також схильний до розсіювання. Теоретичні дослідження залежності імовірності руйнації інструменту з параметрами розподілу періодів стійкості до зносу і до руйнації інструменту дозволили встановити, що відношення стійкості до руйнації до стійкості до зносу залежить від форми і відносного розподілу цих стійкостей (параметрів закону їх розподілу), що обумовлює взаємне усікання. Середній період стійкості інструменту залежить як від процесу зношування, так і руйнації інструментів, що визначають долю інструментів із тим або іншим видом відмови і стійкості інструменту до відмови відповідного виду. Відношення стійкості до руйнації до стійкості до зносу пов'язано з імовірністю руйнації інструменту кореляційною залежністю, отриманою з банку статистичних даних, що добре узгоджується з аналогічною теоретичною залежністю, застосування якої дозволило визначити поправочні коефіцієнти на середній період стійкості, що враховують імовірність руйнації інструменту. Рівень якості експлуатації

впливає на видаток інструменту відповідно до отриманої статистичної регресивної залежності. Визначені поправочні коефіцієнти на видаток інструменту, що враховують відхилення показників якості експлуатації інструменту від їх нормативних значень.

Висновки

1. Дослідження залежностей експлуатаційної міцності і надійності інструментів від їх конструкції й умов експлуатації дозволило уточнити математичні моделі для визначення раціональних параметрів експлуатації: елементів режимів різання, чисел періодів стійкості, часу і стратегії заміни інструменту, рівня його надійності, - а також запропонувати комплекс методів підвищення якості експлуатації інструменту, установити зв'язок видатку інструменту з регламентами його експлуатації для верстатів різних типорозмірів.

2. Запропоновано засіб уточнення стійкісної залежності шляхом урахування вперше типорозміру важкого токарного верстату, ймовірності руйнації інструменту, а також параметрів його надійності. Показано, що застосування уточненої стійкісної залежності при оптимізації режимів різання дозволяє одержувати глобальний мінімум критеріїв в області, вільній від обмежень, що підвищує точність розрахунків і сприяє виявленню нових резервів підвищення продуктивності.

Список літератури: 1. Хаєт Г.Л., Клименко Г.П. Исследование рациональной эксплуатации твердосплавного режущего инструмента // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. - Краматорськ: ДГМА, 2000. - С.3-8. 2. Клименко Г.П. Определение периода стойкости инструмента для тяжелых токарных станков // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. сборник. - Харьков: ХГПУ, 1999. - Вып. 53. - С.75-79. 3. Равская Н.С., Клименко Г.П. Влияние стохастического характера обработки деталей на выбор инструмента для тяжелых станков // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. сборник. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. - Вып. 63. - С. 126-129.

Слано в редакцію 29.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СВЕРЛ НА ПРОЦЕСС ОБРАБОТКИ ПРИ СВЕРЛЕНИИ СТАЛЬНЫХ ЗАГОТОВОК

Коваленко В.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Drilling of holes in steel parts by drills with cutting part made of tool steel and of hard alloy is considered. The process of machining is analyzed for all range of drills ($D = 2 - 50$ mm). It is shown, that the accuracy of drills manufacturing influences on a kind of drilling process (bilateral or unilateral). Data obtained as a result of investigations are submitted as the tables and corresponding diagrams.

Известно [1, 2], что точность изготовления сверл является одним из факторов, определяющих технологические возможности процесса сверления отверстий. Анализ процесса сверления показал, что точность изготовления сверл, в частности, по параметру осевого биения режущих кромок, влияет на вид процесса сверления, предопределяя характер процесса снятия стружки; при этом возможно резание симметричное, асимметричное двухстороннее и асимметричное одностороннее. В последних двух случаях сечение стружки, снимаемое каждой режущей кромкой сверла, различно. Это приводит к возникновению действующих на режущие кромки неодинаковых по величине радиальных составляющих сил резания. Результирующей

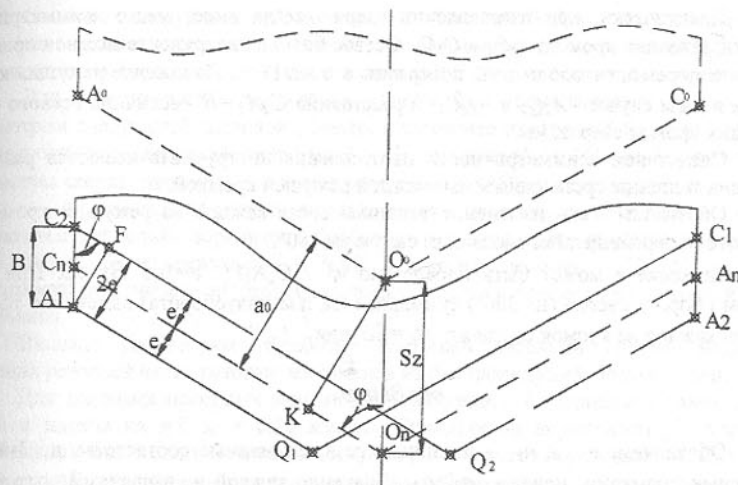


Рис.1. Расположение режущих кромок сверла при симметричной и асимметричной заточке

указанных выше радиальных составляющих сил резания является неуравновешенная радиальная сила резания, которая пропорциональна колебанию толщины среза, возникающему вследствие различной величины снимаемых режущими кромками сечений стружки.

Целью работы является рассмотрение взаимосвязи точности изготовления сверл и назначаемой подачи при сверлении отверстий в заготовках, изготовленных из стали.

На рис. 1 представлено расположение режущих кромок сверла. Теоретически, при строго симметричной заточке (что практически не реализуемо) каждая из двух режущих кромок A_0O_0 и O_0C_0 работает в одинаковых условиях. При поворота сверла на пол-оборота (180°) и подаче инструмента вдоль оси новое положение режущих кромок - A_nO_n и O_nC_n ; при этом вершина инструмента O_0 переместится в новое положение O_n . Расстояние между этими точками $O_0O_n = s_z$ - подача на зуб, мм/зуб ($s_z = s/2$, где s - подача сверла, мм/об). Толщина срезаемого слоя $a_0 = O_0K$ одинакова в этом случае для обеих кромок и может быть определена из $\triangle O_0O_nK$:

$$a_0 = s_z \sin \varphi, \quad (1)$$

где φ - главный угол в плане. Значение угла φ переменное. Оно определяется исходным углом при вершине φ' и зависит от положения анализируемой точки на режущей кромке сверла.

Углы φ и φ' связаны соотношением:

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi' \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r_c}{r_x} \right)^2}, \quad \text{где } r_c - \text{радиус сердцевинки сверла; } r_x - \text{переменный}$$

радиус, характеризующий положение анализируемой точки на режущей кромке сверла.

впливає на видаток інструменту відповідно до отриманої статистичної регресивної залежності. Визначені поправочні коефіцієнти на видаток інструменту, що враховують відхилення показників якості експлуатації інструменту від їх нормативних значень.

Висновки

1. Дослідження залежностей експлуатаційної міцності і надійності інструментів від їх конструкції й умов експлуатації дозволило уточнити математичні моделі для визначення раціональних параметрів режимів експлуатації: елементів режимів різання, чисел періодів стійкості, часу і стратегії заміни інструменту, рівня його надійності, - а також запропонувати комплекс методів підвищення якості експлуатації інструменту, установити зв'язок видатку інструменту з регламентами його експлуатації для верстатів різних типорозмірів.

2. Запропоновано засіб уточнення стійкісної залежності шляхом урахування вперше типорозміру важкого токарного верстату, ймовірності руйнації інструменту, а також параметрів його надійності. Показано, що застосування уточненої стійкісної залежності при оптимізації режимів різання дозволяє одержувати глобальний мінімум критеріїв в області, вільній від обмежень, що підвищує точність розрахунків і сприяє виявленню нових резервів підвищення продуктивності.

Список літератури: 1. Хаєт Г.Л., Клименко Г.П. Исследование рациональной эксплуатации твердосплавного режущего инструмента // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. - Краматорськ: ДГМА, 2000. - С.3-8. 2. Клименко Г.П. Определение периода стойкости инструмента для тяжелых токарных станков // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. сборник. - Харьков: ХГПУ, 1999. - Вып. 53. - С.75-79. 3. Равская Н.С., Клименко Г.П. Влияние стохастического характера обработки деталей на выбор инструмента для тяжелых станков // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. сборник. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. - Вып. 63. - С. 126-129.

Слано в редакцію 29.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СВЕРЛ НА ПРОЦЕСС ОБРАБОТКИ ПРИ СВЕРЛЕНИИ СТАЛЬНЫХ ЗАГОТОВОК

Коваленко В.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Drilling of holes in steel parts by drills with cutting part made of tool steel and of hard alloy is considered. The process of machining is analyzed for all range of drills ($D = 2 - 50$ mm). It is shown, that the accuracy of drills manufacturing influences on a kind of drilling process (bilateral or unilateral). Data obtained as a result of investigations are submitted as the tables and corresponding diagrams.

Известно [1, 2], что точность изготовления сверл является одним из факторов, определяющих технологические возможности процесса сверления отверстий. Анализ процесса сверления показал, что точность изготовления сверл, в частности, по параметру осевого биения режущих кромок, влияет на вид процесса сверления, предопределяя характер процесса снятия стружки; при этом возможно резание симметричное, асимметричное двухстороннее и асимметричное одностороннее. В последних двух случаях сечение стружки, снимаемое каждой режущей кромкой сверла, различно. Это приводит к возникновению действующих на режущие кромки неодинаковых по величине радиальных составляющих сил резания. Результирующей

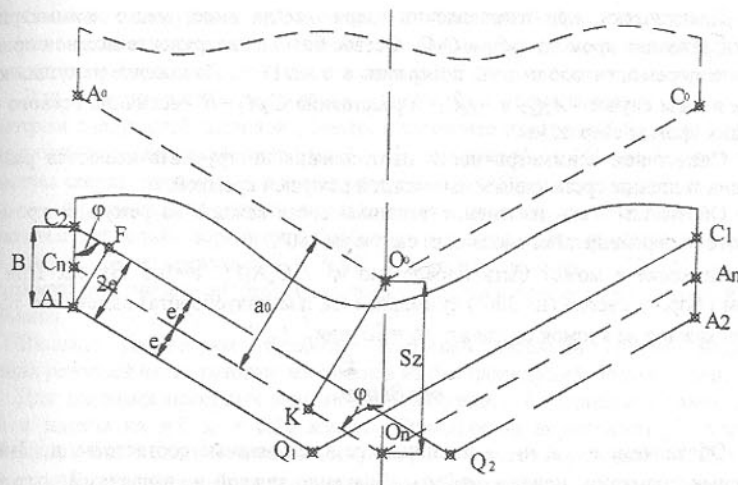


Рис.1. Расположение режущих кромок сверла при симметричной и асимметричной заточке

указанных выше радиальных составляющих сил резания является неуравновешенная радиальная сила резания, которая пропорциональна колебанию толщины среза, возникающему вследствие различной величины снимаемых режущими кромками сечений стружки.

Целью работы является рассмотрение взаимосвязи точности изготовления сверл и назначаемой подачи при сверлении отверстий в заготовках, изготовленных из стали.

На рис. 1 представлено расположение режущих кромок сверла. Теоретически, при строго симметричной заточке (что практически не реализуемо) каждая из двух режущих кромок A_0O_0 и O_0C_0 работает в одинаковых условиях. При поворота сверла на пол-оборота (180°) и подаче инструмента вдоль оси новое положение режущих кромок - A_nO_n и O_nC_n ; при этом вершина инструмента O_0 переместится в новое положение O_n . Расстояние между этими точками $O_0O_n = s_z$ - подача на зуб, мм/зуб ($s_z = s/2$, где s - подача сверла, мм/об). Толщина срезаемого слоя $a_0 = O_0K$ одинакова в этом случае для обеих кромок и может быть определена из $\triangle O_0O_nK$:

$$a_0 = s_z \sin \varphi, \quad (1)$$

где φ - главный угол в плане. Значение угла φ переменное. Оно определяется исходным углом при вершине φ' и зависит от положения анализируемой точки на режущей кромке сверла.

Углы φ и φ' связаны соотношением:

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi' \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r_c}{r_x} \right)^2}, \quad \text{где } r_c - \text{радиус сердцевины сверла; } r_x - \text{переменный}$$

радиус, характеризующий положение анализируемой точки на режущей кромке сверла.

Практически, при изготовлении сверл, всегда имеет место асимметричность заточки режущих кромок: $A_1Q_1 \neq Q_1C_1$. Осевое биение инструмента можно определить, если, не перемещая вдоль оси, повернуть его на 180° . Положение режущих кромок сверла в этом случае - A_2Q_2 и Q_2C_2 и расстояние $C_2A_1=B$ - величина осевого биения режущих кромок сверла, мм.

Следствием асимметричности изготовления инструмента являются различные значения толщины среза, снимаемые каждой режущей кромкой.

Обозначим: e - изменение толщины среза каждой из режущих кромок при повороте (с перемещением вдоль оси) сверла на 180° .

Значение e может быть определено из $\triangle C_2A_1F$: $e=0,5 B \sin \varphi$. При одном полном обороте сверла (на 360°) суммарное (за два поворота) изменение толщины среза m каждой из кромок составит: $m=2e$ или

$$m=B \sin \varphi. \quad (2)$$

Обозначим: a_1 и a_2 - толщины среза, снимаемые соответственно 1-й и 2-й режущими кромками, причем $a_1 > a_2$. Значение каждой из вышеуказанных толщин среза будет отличаться от толщины среза при симметричном резании на величину m :

$$a_1=a_0+m; \quad a_2=a_0-m.$$

С учетом вышеприведенных соотношений (1, 2) получим:

$$a_1=s_z \sin \varphi + B \sin \varphi; \quad (3)$$

$$a_2=s_z \sin \varphi - B \sin \varphi. \quad (4)$$

Колебание толщины среза Δa при повороте сверла на 1 оборот определится как разность толщин среза обеих режущих кромок: $\Delta a=a_1-a_2$ или

$$\Delta a=2B \sin \varphi. \quad (5)$$

В зависимости от соотношения между величиной осевого биения B и подачей на зуб s_z могут быть два нижеуказанные различные виды резания.

Двухстороннее асимметричное резание имеет место при $0 < B < s_z$. В этом случае в работе сверла участвуют обе режущие кромки и максимальная и минимальная толщины среза определяются по выражениям (3, 4).

Одностороннее асимметричное резание имеет место при соотношении $B \geq s_z$. В этом случае в работе участвует только одна режущая кромка, которая снимает толщину среза, значение которой является удвоенным по сравнению с толщиной среза, снимаемой режущей кромкой при симметричном резании: $a_1=a_{\max}=2a_0$.

Вторая режущая кромка в работе не участвует ($a_2=0$) и поэтому колебание толщины среза в этом случае равно $\Delta a=2a_0$ или с учетом выражения (1):

$$\Delta a=2s_z \sin \varphi. \quad (6)$$

Отметим следующее обстоятельство. Осевое биение B реальных сверл ограничено предельными значениями B_0 , принимаемыми по нормативам [5]. Поэтому при расчетах по формулам (2 - 5) вместо значений B следует подставлять величины B_0 .

Для практической реализации полученных теоретических рекомендаций рассмотрим следующий числовой пример. В заготовке из стали 45 ($\sigma_B = 610$ МПа; 220 НВ) выполняется сверление отверстия $D = 22,5$ мм длиной $l = 100$ мм. Конструктивные параметры сверла: двойной угол при вершине $2\varphi' = 118^\circ$; радиус сердцевины $r_c = 0,15r$ (где r - номинальный радиус сверла); радиус анализируемой точки $r_x = 0,5r$. Рассмотрим несколько вариантов обработки: в зависимости от материала режущей части сверла (быстрорежущими - Р6М5 и твердосплавными - Т15К6), а также в зависимости от точности изготовления сверл: сверлами точного исполнения и общего назначения.

Вначале рассмотрим обработку заготовки сверлами общего назначения, материал режущей части которых изготовлен из быстрорежущей (Р6М5) стали.

Для заданных исходных данных по справочнику [6] находим: подача $s = 0,36$ мм/об и подача на зуб $s_z = 0,18$ мм/зуб. Принятая по нормативам [5] предельная величина допуска осевого биения для сверл общего назначения составляет: $B_0 = 0,3$ мм. Так как $s_z < B_0$, то имеет место асимметричное одностороннее резание. Даже если для обработки использовать сверло точного исполнения, для которого $B_0 = 0,2$ мм, по-прежнему сохранится неравенство $s_z < B_0$, то есть обработка будет выполняться в условиях неблагоприятного одностороннего резания.

Укажем, что выполнение условия $B < s_z$ не гарантирует нормального двухстороннего резания, так как осевое биение B реальных сверл может достигать предельно допустимого значения B_0 . Поэтому для достижения качественного двухстороннего резания желательно ограничить осевое биение сверл B половиной подачи на зуб s_z , то есть обеспечивать при правке сверл $B \leq 0,5s_z$; при этом, как следует из выражения (5), колебание толщины среза Δa не превысит половины соответствующего возможного колебания при одностороннем резании.

При выборе подач при сверлении по справочнику [6] предусмотрено 11 диапазонов диаметров сверл: от $D = 2$ мм до $D = 50$ мм. Для получения общей картины по интересующему вопросу по каждому из диапазонов была определена подача на зуб s_z и сопоставлена с допуском осевого биения B_0 для сверл точного исполнения и общего назначения. Результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1. Значения подачи на зуб s_z при сверлении стали 45 сверлами, материал режущей части которых изготовлен из быстрорежущей (Р6М5) стали, и допуски осевого биения B_0

Диапазон диаметров сверл, мм	Среднее значение диапазона диаметров сверл, мм	s_z , мм/зуб	Допуск осевого биения B_0 , мм для сверл:	
			точного исполнения	общего назначения
2 - 4	3	0,04	0,05	0,12
4 - 6	5	0,06		
6 - 8	7	0,08	0,10	0,18
8 - 10	9	0,10		
10 - 12	11	0,12		
12 - 16	14	0,14		

16 - 20	18	0,16	0,20	0,30
20 - 25	22,5	0,18		
25 - 30	27,5	0,205		
30 - 40	35	0,24		
40 - 50	45	0,28		

Анализ табл. 1 показывает, что все сверла общего назначения работают в условиях, когда возможно возникновение одностороннего резания. И лишь при применении сверл точного исполнения в четырех из 11 диапазонов (они выделены серым цветом) гарантировано обеспечивается двухстороннее резание.

Используя данные табл. 1, на рис. 2 для сверл точного исполнения представлено графическое изменение подачи на зуб s_z для всех анализируемых диапазонов.

Жирными горизонтальными линиями (см. рис. 2) нанесены значения допуска осевого биения для соответствующих диапазонов диаметров сверл. Здесь же (крестиками) показаны диапазоны диаметров сверл, где гарантировано обеспечивается двухстороннее резание.

Для анализируемых условий (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа, сверло точного исполнения, материал режущей части - быстрорежущая сталь Р6М5) определим колебание толщин среза по диапазонам изменения диаметров сверл. В табл. 2 приведены вычисленные по формулам (1 - 6) толщины среза: при симметричном резании (a_0), максимальные (a_1) и минимальные (a_2) значения при асимметричном резании, колебание толщины среза (Δa). По данным табл. 2 построены графики, представленные на рис. 3.



Рис. 2. Взаимосвязь значений допуска осевого биения сверла и подачи на зуб (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа; сверло точного исполнения, материал режущей части - быстрорежущая сталь)

Анализ данных, приведенных в табл. 2 и на рис. 3, показывает, что в зависимости от соотношения допуска осевого биения B_0 и подачи на зуб s_z (см. табл. 1) при обработке сверлами точного исполнения для различных диапазонов диаметров сверл имеет место как одностороннее, так и двухстороннее асимметричное резание. В последнем случае (диапазон диаметров сверл 4 - 6, 25 - 30, 30 - 40 и 40 - 50 мм) в

работе участвуют обе режущие кромки (значения a_2 отличны от нуля) и колебание толщины среза Δa менее предельных значений $2a_0$, что имеет место в остальных диапазонах диаметров сверл.

Таблица 2. Значения толщины среза (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа; сверло точного исполнения, материал режущей части - быстрорежущая сталь Р6М5)

Среднее значение диапазона диаметров сверл, мм	a_0 , мм	$2a_0$, мм	m , мм	a_1 , мм	a_2 , мм	Δa , мм
3	0,034	0,068	0,034	0,068	0	0,068
5	0,051	0,102	0,043	0,094	0,008	0,086
7	0,068	0,136	0,068	0,136	0	0,136
9	0,085	0,170	0,085	0,170	0	0,170
11	0,102	0,204	0,102	0,204	0	0,204
14	0,119	0,238	0,119	0,238	0	0,238
18	0,136	0,272	0,136	0,272	0	0,272
22,5	0,153	0,305	0,153	0,305	0	0,305
27,5	0,174	0,348	0,170	0,344	0,004	0,340
35	0,204	0,408	0,170	0,374	0,034	0,340
45	0,238	0,476	0,170	0,408	0,068	0,340

Во второй части исследования изменим условия обработки, а именно, рассмотрим применение сверл, материал режущей части которых выполнен из твердого сплава Т15К6 (вместо быстрорежущей стали Р6М5, как было в первой части исследования). Предусмотрим обработку инструментами различной точности, а именно, сверлами точного исполнения и общего назначения.



Рис. 3. Изменение толщины среза для различных диаметров сверл (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа; сверло точного исполнения, материал режущей части - быстрорежущая сталь Р6М5): 1 - симметричное резание; 2 - одностороннее асимметричное резание; 3 и 4 - двухстороннее асимметричное резание (максимальная и минимальная толщина среза соответственно).

Для измененных условий обработки в табл. 3 представлены определенные по справочнику [5] допуски осевого биения B_0 , вычисленные по справочнику [6] значения подачи на зуб s_z , а также толщины среза a_0 , a_1 , a_2 и Δa . На рис. 4 представлено изменение по диапазонам диаметров сверл некоторых (наиболее значимых) параметров, принятых по данным табл. 3.

Таблица 3. Допуски осевого биения B_0 , значения подачи на зуб s_z и значения толщин среза (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа; сверло точного исполнения, материал режущей части – твердый сплав Т15К6)

Среднее значение диапазона диаметров сверл, мм	3	5	7	9	11
1	2	3	4	5	6
B_0 , мм					
для сверл					
точного исполнения	0,06				
общего назначения	0,12				
s_z , мм/зуб	0,024	0,034	0,047	0,068	0,076
a_0 , мм	0,020	0,029	0,040	0,058	0,065
a_1 , мм	0,040	0,058	0,080	0,109	0,130
a_2 , мм	0	0	0	0,007	0
Δa , мм	0,040	0,058	0,080	0,102	0,130

Среднее значение диапазона диаметров сверл, мм	14	18	22,5	27,5	35	45
1	7	8	9	10	11	12
B_0 , мм						
для сверл						
точного исполнения	0,08					
общего назначения	0,15					
s_z , мм/зуб	0,082	0,096	0,108	0,123	0,143	0,167
a_0 , мм	0,070	0,082	0,092	0,105	0,122	0,142
a_1 , мм	0,138	0,150	0,160	0,173	0,190	0,210
a_2 , мм	0,002	0,014	0,024	0,037	0,054	0,074
Δa , мм	0,136					

Анализ табл. 3 и рис. 4 показывает, что при применении сверл точного исполнения, режущая часть которых выполнена из твердого сплава Т15К6, вид соответствующих кривых остался таким же, как и для сверл, режущая часть которых выполнена из быстрорежущей стали Р6М5, однако, значительно возросло количество диапазонов сверл, в котором осуществляется двухстороннее асимметричное резание (в 7 диапазонах вместо 4-х). Более того, в диапазоне диаметров сверл 40 – 50 мм (средний диаметр 45 мм) даже при применении сверл общего назначения также выполняется двухстороннее асимметричное резание.

Сопоставим между собой результаты, полученные при применении сверл с различным материалом режущей части (при соблюдении равенства прочих исходных данных). На рис. 5 представлены графики изменения толщин среза при обработке стали сверлами точного исполнения с режущей частью, выполненной как из быстрорежущей стали (кривые 1а, 1б), так и из твердого сплава (кривые 2а, 2б) (максимальные и минимальные значения соответственно). В последнем случае максимальные толщины среза намного меньше, чем в первом случае для всех диапазонов диаметров сверл.



Рис. 4. Изменение толщины среза для различных диаметров сверл (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа; сверло точного исполнения, материал режущей части – твердый сплав Т15К6): 1 – симметричное резание; 2 – одностороннее асимметричное резание; 3 и 4 – двухстороннее асимметричное резание (максимальная и минимальная толщина среза соответственно).



Рис. 5. Изменение толщины среза для различных диаметров сверл (обработка стали $\sigma_B = 610$ МПа, сверла точного исполнения, двухстороннее асимметричное резание): 1а и 1б – материал режущей части – Р6М5; 2а и 2б – материал режущей части – Т15К6 (максимальная и минимальная толщина среза соответственно).

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Установлены аналитические зависимости между некоторыми параметрами, характеризующими процесс сверления: подачи на зуб s_z , допуском осевого биения B_0 и толщиной среза a (см. выражения 1 - 6).

2. В зависимости от соотношения величин s_z и B_0 при обработке сталей может иметь место как двухстороннее, так и одностороннее резание: а) при $s_z > B_0$

осуществляется асимметричное двухстороннее резание при применении сверл точного исполнения, материал режущей части которых выполнен из быстрорежущей стали Р6М5 (диапазоны диаметров сверл 4 – 6, 25 – 30, 30 – 40 и 40 – 50 мм), а также при обработке сверлами, режущая часть которых выполнена из твердого сплава (диапазоны 4 – 6, 12 – 50 мм для сверл точного исполнения и диапазон 40 – 50 мм для сверл общего назначения); б) при $s_z \leq B_0$ осуществляется одностороннее резание – для остальных исследованных случаев сверления.

3. Для всех диапазонов диаметров сверл максимальная толщина среза и колебание толщины среза при применении сверл, режущая часть которых выполнена из твердого сплава Т15К6 меньше, чем для сверл, режущая часть которых выполнена из быстрорежущей стали Р6М5.

4. Для стабильного обеспечения двухстороннего асимметричного резания (как обеспечивающего по сравнению с односторонним асимметричным резанием более равномерную работу режущих кромок сверла, их меньший износ и большую точность обработанных отверстий) желательно осуществлять правку сверл для достижения величины осевого биения $B \leq 0,5s_z$.

Список литературы: 1. Холмогорцев Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий. – М.: Машиностроение, 1984. – 184 с. 2. Семенченко И.И., Матюшин В.М., Сахаров Г.Н. Проектирование металлорежущих инструментов. – М.: Машгиз, 1963. – 952 с. 3. Малышко И.А., Коваленко В.И. Особенности одностороннего резания при сверлении // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып. 24. С. 82 – 88. 4. Малышко И.А., Коваленко В.И. Влияние биения сверла на силы резания при сверлении // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып. 25. С. 234 – 239. 5. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с. 6. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2. Под ред. А.М. Дальского. – М.: Машиностроение -1, 2001. – 944 с.

Сдано в редакцию 28.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко А.И.

РАЗВИТИЕ ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ИЗДЕЛИЯ СУДНА НА РАЗЛИЧНЫХ ЭТАПАХ ЕГО ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА

Коткин К.В., Шишканов В.В. (УГМУ, г. Николаев, Украина)

In decreasing cost of modern science and raw material intensive product IT has a key value. Informational model of product is dataset of IT in life-cycle management and used on the different stages of existence of product. CAD/CAM/CAE-systems operate this dataset and support informational model on these stages.

Современное сложное материально- и наукоемкое изделие требует как правило в процессе эксплуатации материальных затрат значительно превышающих затраты на производство самого продукта. Так в структуре затрат жизненного цикла (ЖЦ) судостроительного изделия «стоимость владения» может составлять свыше двух

третьей. В этой ситуации внедрение CALS-технологий в отрасль выглядит достаточно привлекательно [1,8].

На сегодняшний день CALS является одной из ключевых стратегий военно-промышленного комплекса ведущих стран мира. Специальные комитеты по CALS существуют при правительствах США, Канады, Великобритании. НАТО внедряет программу NATO CALS, целью которой является разработка и внедрение принципов и средств управления данными об изделии на протяжении ЖЦ, создание бизнес-модели производства, реорганизация управления производством.

Изначально CALS (Computer Aided Logistic Support) появились в военном ведомстве США как информационная поддержка поставок. В дальнейшем развитии это понятие значительно расширилось и в итоге получило форму информационной поддержке ЖЦ изделия (Continuous Acquisition and Life-cycle Support). Свой старт CALS берут с судостроительной отрасли: первым проектом была постройка подводной лодки Seawolf на верфи Newport Shipbuilding. Целью проекта было разработка и апробирование новой методологии, позволившей бы снизить эксплуатационные расходы флота за счет повторного использования проектных, технологических, эксплуатационных, ремонтных и прочих данных на протяжении всего ЖЦ. Кроме того, целью ставилось и снижение и материальных и временных затрат на этапах проектирования, технологической подготовки и производства судна за счет более эффективного планирования и параллельного проектирования [4].

Необходимо отметить, что и по сей день информационная поддержка поставок представляет собой одну из ключевых составляющих CALS. Данная особенность не случайна: сложное изделие состоит из множества компонентов, поддержка поставок которых на постпроизводственных стадиях ЖЦ не становится менее актуальной.

Целью данной работы является разработка информационной модели судна на различных этапах его жизненного цикла.

В работе предусмотрено решение следующих задач:

- исследовать особенности применения CALS – технологий;
- разработать информационную модель судна на различных этапах жизненного цикла;
- отработать методику проектирования сложных объектов по CALS – технологиям.

Основным набором данных, которым оперирует CALS, является информационная модель изделия (ИМИ). ИМИ представляет собой совокупность описаний продукта, создаваемых на различных этапах его существования. Ее задача – максимально соответствовать реальному изделию, максимально точно описывать его. Создание подобных моделей позволяет снизить риски уже на ранних этапах проектирования изделия, а также уменьшить затраты на различного рода испытания изделия за счет более эффективной замены на электронный модели [2,3].

Большинство стандартов, регламентирующих создание ИМИ, находится на различных стадиях разработки, потому четкой структуры ИМИ еще не существует. Однако следующие ее части присутствуют в абсолютном большинстве проектов:

- архитектура изделия, его компоненты, проектную документацию, информацию по материалам, оборудованию, изделиям;
- геометрические формы, чертежи;
- бизнес-модель – модель управления;
- модель производства: документацию по инженерной подготовке строительства, технологическую документацию;
- информацию поставщиков оборудования;

- модель сопровождения: эксплуатационную, ремонтную и сервисную документации;
- модель качества.

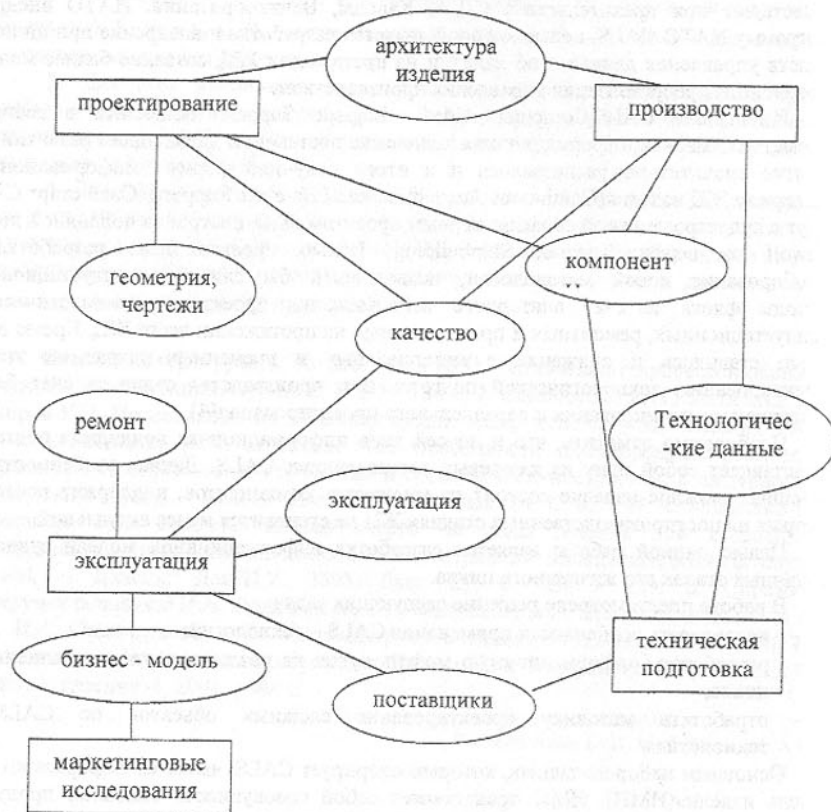


Рис. 1. Связь различных этапов ЖЦ изделия с электронным макетом изделия

Жесткой привязки отдельных частей ИМИ к конкретным этапам ЖЦ не существует, однако данная схема разбивки (рис. 1) достаточно наглядно показывает существующую взаимосвязь. На ранних этапах формируется костяк модели изделия: его структура, компоненты, проводятся исследования с целью выявления необходимых технических характеристик. Одновременно выявляются технологические потребности производства, составляются программы для станков с ЧПУ, маршрутные карты. На более поздних, производственных этапах дополняется набор компонентов изделия, в ИМИ входят данные об узлах, секциях, деталях и их поставщиках. На постпроизводственных этапах основное внимание уделяется сервисному обслуживанию, ремонтной и эксплуатационной документации [6,7].



Рис. 2. Задачи, решаемые ИМИ на различных стадиях ЖЦ судна, на примере CAD/CAM/CAE-системы TRIBON

На ранних и производственных стадиях ЖЦ судна достаточно активно используются средства, предоставляемые CAD/CAM/CAE-системами: TRIBON(Tribon Solutions), FORAN(Sener), Unigraphics(EDS), CATIA(Dassault Systemes). Схема развития задач, решаемых посредством CAD/CAM/CAE-систем на примере TRIBON, представлена на рис 2.

В качестве примера подобного примера можно привести опыт российских судостроителей – ОАО Балтийский завод. В рамках международного сотрудничества предприятие столкнулось с необходимостью соблюдения CALS-стандартов относительно технической документации, поставляемой с изделием, а также информационной поддержки процессов технического обслуживания, материально-технического обеспечения, заказа запасных частей и ремонта в течение жизненного цикла. В связи с этим на государственном уровне было принято проведение пилотного проекта на предприятии с целью отработки методики использования стандартов. Целью проекта было решение следующих задач:

- снижение эксплуатационных затрат за счет информационной поддержки изделия с ранних этапов ЖЦ;
- переход на безбумажную технологию проектирования, изготовления и эксплуатации;
- отработка методики создания интерактивных технических руководств по изделию;
- стандартизировать, формализовать, упростить и ускорить обмен информацией между организациями и предприятиями в ходе проектирования, производства, эксплуатации и сервисного обслуживания корабля;
- повысить качество продукции, ускорить ввод в эксплуатацию;
- обеспечить участие судостроительной промышленности России в международной кооперации за счет использования международных CALS-стандартов, стандартов ЕС, НАТО, АСЕАН;
- создать дополнительные возможности для ускоренной модернизации кораблей, повысить мобилизационную способность действующего и проектируемого состава российского флота.

Активное участие государства в проекте объясняется попыткой снизить нагрузку на бюджет со стороны флота за счет снижения затрат на ЖЦ. Выбор предприятия также не случаен: значительную часть судов, изготавливаемых предприятием составляют военные суда. Старт проекту был дан в апреле 2001 года с утверждением "Концепция внедрения CALS-технологий в российском судостроении", в качестве пилотного проекта был выбран проект создания электронной модели фрегата для ВМФ Индии. В проекте приняли участие государственные военно-морские, научные и отраслевые организации.

В ходе проекта был сформирован фрагмент электронной модели фрегата. В электронную модель вошло геометрическое описание в виде 2D и 3D-моделей. Эксплуатационная и ремонтная документация введена в модель в виде электронных файлов, отсканированных документов, фотографий. В обеспечение обучения личного состава, диагностики оборудования, поиска неисправностей, а также планирования и учета проведения регламентных работ, на базе эксплуатационной документации

разработаны интерактивные электронные технические руководства. Выполнены работы по логистической поддержке эксплуатации, созданию интегрированного информационно-технического сервиса поставщика, в частности по автоматизированному заказу материалов и запасных частей. Вся информация, сформированная в CAD/CAM системах, полученная от поставщиков оборудования, введенная по техническим описаниям, ремонтной документации, документации по утилизации, передана в PDM-систему для структурирования, хранения, обеспечения доступа, управления, повторного использования, обеспечения поддержки при обслуживании и ремонте.

Выводы. Эффективное использование CALS является одним из ключевых условий для реализации ЖЦ судна. Реализация преимуществ, предлагаемых CALS, в сочетании с современными средствами проектирования и технологической подготовки производства(CAD/CAM/CAE-системами) уже сейчас дает свои результаты. Следующим шагом должна стать более полная поддержка этапов эксплуатации и утилизации в ЖЦ судна. В реализации этой задачи ключевую роль должна сыграть ИМИ. Создание ИМИ обуславливается требованиями, предъявляемыми к ним на различных этапах ЖЦ. На каждом этапе модель дополняется новыми описаниями либо расширяются имеющиеся. Поддержка ИМИ сквозь весь ЖЦ позволяет реализовать главный принцип CALS: информация возникшая однажды должна храниться и использоваться повторно, что позволяет избежать дополнительных расходов.

Список литературы: 1. Научно-методологическое обеспечение управления сложными проектами/ Под ред. М.М. Митраховича.-К.: Техника, 2002.-369с. 2.Кошкин К.В., Романчук Н.П., Шишканов В.В. Информационная поддержка жизненного цикла изделия в судостроении// 36. науч. прачь. УДМТУ.-Миколаїв: УДМТУ, 2003.-стр.130-136. 3. Кошкин К.В., Павлов А.А. Алгоритмическое управление управления проектами виртуальных производств: Монография.-Херсон: ОЛДИ-плюс, 2001.-178с. 4. Компьютерно-интегрированные производства и CALS-технологии.-М.:Федеральный информационно-аналитический центр оборонной промышленности, 199.-510с. 5. Aya H., Araki H. Architecture of Collaborative Engineering Environment// 9th International Conference on Computer Application in Shipbuilding.- Yokohama: ICCAS'97, 1997.- p.134-142. 6. Kawazoe H. GPME: An Information Modeling and System Integration Environment for Shipbuilding// 9th International Conference on Computer Application in Shipbuilding.- Yokohama: ICCAS'97, 1997.- p.245-260. 7. Nilson P.O. The Digital Product Model a Valuable Tool for Shipbuilders and Shipowners // Scandinavian Yearbook of Maritime Technology.-2000.-p.85-87. Schaffran R.W., Dallas A. Maritech Advanced Information Technology Projects for the U.S. Shipbuilding Industry// 9th International Conference on Computer Application in Shipbuilding.- Yokohama: ICCAS'97, 1997.- p.11-29.

Сдано в редакцию 21.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ИЗНАШИВАНИЕ ПЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПОТОКОМ ТВЕРДЫХ АБРАЗИВНЫХ ЧАСТИЦ

Мартыанова А.Е. (АГТУ, г. Астрахань, Россия)

The flat problem of impact of the solid spherical particle directed under an angle to a surface in the assumption is solved, that mutual movings of a particle, a surface and effort on contact are connected by the equations of a statics. The computing model takes into account the plastic phenomena occurring at shock contact. As a result of the decision of system of the differential equations values of coordinates of the point of contact, sizes of a contact platform in function of time for variable speeds of the impact, an angle of attack that has allowed to investigate process of formation of dents at wear process by a stream of particles are designed.

Абразивное изнашивание потоком (струей) частиц является часто встречающимся видом изнашивания для многих деталей горных, буровых, строительных, транспортных машин, работающих в средах, содержащих абразивные частицы. В частности, с этим видом изнашивания сталкиваются при эксплуатации самотечного транспортирующего оборудования для сыпучих материалов. Это один из наиболее интенсивных видов изнашивания. При рассмотрении механизма изнашивания пластичных материалов твердыми абразивными частицами исходят из представлений об ударном воздействии частицы на изнашиваемую поверхность [1 - 4]. Существующие работы не могут удовлетворительно описать механизм изнашивания пластичных материалов потоком твердых абразивных частиц и объяснить характер зависимости объемных потерь от скорости удара и угла атаки.

Абразивные частицы можно рассматривать как абсолютно твердые, поскольку их твердость выше твердости изнашиваемого материала. В диапазоне скоростей удара 10...100 м/с частиц, в котором работает большинство изнашиваемых деталей машин, наблюдается фаза развитой пластической деформации, поэтому необходимо учитывать пластические явления, происходящие при ударе [4, 5]. В качестве критерия наступления фазы развития начальной пластической деформации (ФНРП) при действии сферического индентора для металлов принят критерий энергии сдвиговой деформации Мизеса $\tau_{max} = k \cdot \sigma_T / \sqrt{3}$, где σ_T – предел текучести металлов, τ_{max} – максимальное касательное напряжение. Критерием наступления фазы развитой пластической деформации (ФРП) для металлов принято условие $p_0 = H = 3\sigma_T$, где H – твердость металла, p_0 – максимальное нормальное давление на контактной площадке [6].

По критерию Мизеса для наступления ФНРП глубина внедрения индентора должна достичь величины $h = 8.6 \cdot \sigma_T^2 \cdot J^2 \cdot R$, а для наступления ФРП – величины $h = 22.2 \cdot \sigma_T^2 \cdot J^2 \cdot R$, где $J = 1 - \nu^2 / E$ – приведенный модуль упругости изнашиваемого материала, ν – коэффициент Пуассона и E – модуль упругости изнашиваемого материала, R – радиус сферы, p_0 – определяется соответственно по условиям пластичности Мизеса или соотношением $p_0 = H = 3 \cdot \sigma_T$.

Отсюда по формуле $v_0 = (\pi^2 / \sqrt{40}) \cdot J^2 \cdot p_0^{5/2} \cdot \rho^{-1/2}$, где ρ – плотность абразивной частицы, рассчитаны скорости для случая нормального внедрения при ударе твердой сферической частицы, при которых наступают фазы ФНРП и ФРП для стали. Эти скорости много меньше скоростей удара в рассматриваемом диапазоне,

поэтому пластические деформации велики по сравнению с упругими, и последними можно пренебречь.

Для контакта сферы с пластического материала [6]: нормальное контактное усилие

$$P = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot R \cdot p_0 = 6 \cdot \pi \cdot R \cdot \sigma_T \cdot h; \quad (1)$$

тангенциальное контактное усилие

$$Q = f \cdot P = 6 \cdot \pi \cdot R \cdot \sigma_T \cdot h \cdot f, \quad (2)$$

где коэффициент трения при внедрении сферы в пластический металл [7]

$$f = \tau_0 / (c \cdot \sigma_T) + \beta + 0.31 / R \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot R \cdot h}, \quad (3)$$

β – пьезокэффициент молекулярной составляющей трения, τ_0 – сдвиговое сопротивление, c – коэффициент стеснения, H_B – твердость металла по Бринелю.

Решена плоская задача соударения твердой сферы, направленной под углом к полуплоскости в предположении, что взаимные перемещения сферы, полуплоскости и усилия на контакте связаны уравнениями статики. Введена система координат $X-Y$, центр которой совпадает с центром масс сферы в момент ее касания с преградой. Координатная плоскость xOy совмещена с плоскостью, в которой находится вектор скорости удара $\vec{V}_0$ (рис. 1).

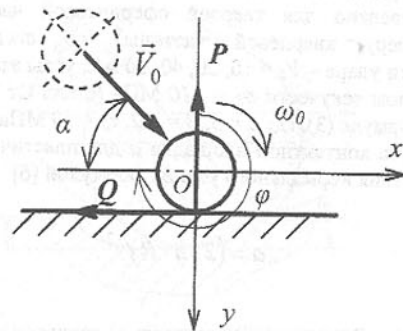


Рис. 1. Схема взаимодействия твердой сферической частицы с полуплоскостью

Тогда система дифференциальных уравнений движения частицы в проекциях на координатные оси

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -Q \\ m\ddot{y} = -P \\ I\ddot{\phi} = -Q \cdot R \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{cases} \ddot{x} = -6 \cdot \pi \cdot \sigma_T \cdot R \cdot y \cdot f / m \\ \ddot{y} = -6 \cdot \pi \cdot \sigma_T \cdot R \cdot y / m \\ \ddot{\phi} = -15 \cdot \pi \cdot \sigma_T \cdot y \cdot f / (m \cdot R) \end{cases}, \quad (4)$$

где P и Q – рассчитываются по формулам (1) и (2) соответственно, R – радиус сферы, I – момент инерции сферы, который рассчитывается как $I = 2/5 \cdot m \cdot R^2$, m – масса

частицы, f – коэффициент трения. Текущие координаты центра инерции обозначены через $x(t)$, $y(t)$, угол поворота частицы – через $\varphi(t)$.

Система уравнений (4) решена методом Рунге-Кутты при начальных условиях:

$$\text{начальных координатах} \quad \begin{cases} x(0) = 0 \\ y(0) = 0 \text{ и скоростях} \\ \varphi(0) = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} \dot{x}(0) = V_0 \cdot \cos(\alpha) \\ \dot{y}(0) = V_0 \cdot \sin(\alpha), \\ \dot{\varphi}(0) = \omega_0 = 0 \end{cases}$$

где ω_0 – начальная угловая скорость, V_0 – начальная скорость удара частицы.

При ударе сферы, направленной под углом к поверхности материала, Первое уравнение системы уравнений (4) определяет величину тангенциальной составляющей перемещения точки центра масс сферы, тогда как второе уравнение определяет величину нормального составляющей. Нормальные и касательные давления в контакте связаны между собой, однако существует возможность упрощения решения за счет пренебрежения влиянием касательных усилий на нормальные усилия без существенной потери точности решения [6]. Таким образом, соотношение между нормальным и касательным давлениями для каждой элементарной площадки области контакта выражается законом трения скольжения Амонтона.

Решение произведено для твердой сферической частицы радиуса 0.05 мм (соответствует размеру кварцевой частицы) со следующими переменными параметрами: скорости удара – $V_0 = 10, 20, 40, 80$ м/с, углы атаки – $1, 30, 45, 60, 75, 90^\circ$, и материала с пределом текучести $\sigma_T = 210$ МПа (сталь Ст 3); коэффициент трения f рассчитывается по формуле (3), где $c = 3, \beta = 0.2, \tau_0 = 10$ МПа.

Величина радиуса контактной площадки a для пластического контакта связана с внедрением h от действия нормального усилия формулой [6]

$$a = (2 \cdot h \cdot R)^{1/2}. \quad (5)$$

Рассчитанные по формуле (5) величины радиусов контактной площадки a позволили исследовать процесс лункообразования при изнашивании потоком частиц.

При определенных скоростях удара V_0 и углах атаки α частицы, объем лунки, образуемой частицей при косом ударе, становится больше объема лунки, образуемой при нормальном внедрении частицы на ту же глубину h с усилием равным нормальной составляющей усилия при косом ударе. Для расчета объема лунки и величины контактной площадки при косом ударе частицы введено понятие скорости отнесения пластического материала V_d в направлении оси x в процессе внедрения частицы в материал при рассмотрении только нормальной составляющей внедрения.

$$\text{Дифференциал дуги } AB \text{ (рис. 2)} \quad ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}.$$

Дифференцируя по dt и возведя в квадрат, имеем

$$(ds/dt)^2 = (dx/dt)^2 + (dy/dt)^2.$$

Отсюда

$$V_d^2(t) = (dx(t)/dt)^2 = (ds(t)/dt)^2 - (dy(t)/dt)^2 = (ds(t)/dt)^2 - (V_y(t))^2,$$

где $V_y(t)$ – составляющая скорости удара частицы в направлении оси y в некоторый момент времени.

Величина угла φ связана с глубиной внедрения $y(t) = R \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi(t)))$.

С другой стороны $ds = dy / \sin \varphi$.

$$\text{Тогда} \quad V_d^2(t) = (dy(t)/dt)^2 \cdot (1 / \sin^2 \varphi(t) - 1),$$

то есть

$$V_d(t) = V_y(t) \cdot \sqrt{1 / (\sin(1/2 \cdot \arccos(1 - y(t)/R)))^2 - 1} = \\ = V_y(t) \cdot \operatorname{ctg}(1/2 \cdot \arccos(1 - y(t)/R)),$$

где $y(t)$ и $V_y(t)$ определяются в результате решения системы уравнений (4).

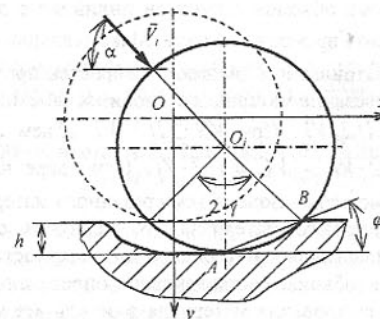


Рис. 2. Схема к расчету скорости V_d при внедрении частицы в материал (вид сбоку)

По аналогии – величина отнесения пластического материала в направлении оси x при внедрении частицы $x_d(t) = y(t) \cdot \operatorname{ctg}(1/2 \cdot \arccos(1 - y(t)/R))$, где $y(t)$ – величина перемещения частицы в направлении оси y . Величины отнесения $x_d(t)$ и радиуса контактной площадки $a(t)$ в функции времени t при ударах со скоростями в рассматриваемом диапазоне мало различаются, что подтверждает правомерность применения формулы (1) при расчете нормального контактного усилия.

На некотором шаге $i-1$ перемещение $x(t)$ достигает таких величин, что лунка на следующем шаге i должна приобрести вытянутую форму. Началом вытягивания лунки в плане будет условие $x_{di} - x_{di-1} < x_i - x_{i-1}$, где a_i – радиус контактной площадки в момент времени t_i , или, после дифференцирования по dt :

$$V_{di} - V_{di-1} < V_{xi} - V_{xi-1},$$

то есть скорость V_d становится меньше, чем составляющая скорости V_x частицы в направлении оси x . Выделено три случая расчета объема лунки: 1.

$(x_i - x_{i-1}) + a_{i-1} \leq a_i$ – объем лунки VI представляет собой объем лунки, равный объему лунки при нормальном внедрении частицы на глубину $y(i)$; 2. $\sqrt{(a_{i-1})^2 + (x_i - x_{i-1})^2} < a_i < (x_i - x_{i-1}) + a_{i-1}$ – объем лунки VI рассматривается как объем лунки, полученный при нормальном внедрении частицы на глубину $y(i)$ плюс объем части выходящей за пределы контура лунки при нормальном внедрении частицы; 3. $a_i \leq \sqrt{(a_{i-1})^2 + (x_i - x_{i-1})^2}$ – объем лунки VI рассматривается приблизительно как сумма половины объема, полученного при нормальном внедрении частицы на глубину $y(i)$ на шаге i , половины объема, полученного при нормальном внедрении частицы на глубину $y(i)$ на шаге, при котором $(x_i - x_{i-1}) + a_{i-1} = a_i$ и объема цилиндрического сегмента заключенного между этими двумя положениями частицы.

Установлено, что зависимость объема лунки VI от скорости удара и угла атаки не может объяснить, почему максимум удаленного материала приходится на углы атаки отличные от 90° – на углы $20...60^\circ$ для разных металлических материалов, например, для стали Ст 3 – на углы атаки в 45° при изнашивании сферическими твердыми частицами [4, 8]. Для расчета суммарных объемных потерь от ударов частиц в некоторый период времени введено понятие объема смещенного материала VS , который рассчитан как сумма объемов сегментов цилиндра с высотой, равной шагу $x_i - x_{i-1}$ для каждого момента времени контакта. Максимальные значения объема VS в функции угла атаки в рассматриваемом диапазоне скоростей приходятся на углы атаки 45° . Условно принято, что срезание материала становится заметным, когда объемы VI и VS соотносятся как $VS \cong 1/2 \cdot VI$. При $VS \leq 1/2 \cdot VI$ объем срезанного материала $VC = VS$, а при $VS > 1/2 \cdot VI$ – $VC = 1/2 \cdot VI$. При ударе частиц по металлу со скоростями в рассматриваемом диапазоне объем срезанного материала VC практически совпадает с объемом смещенного материала VS . Величина суммарных объемных потерь при изнашивании пластичных материалов потоком частиц зависит от объема срезанного материала VC и объема, составляющего определенную часть объема VI , удаленного после передеформирования материала в результате многократных ударов. Путем сравнения с экспериментальными данными установлено, что при скорости кварцевых частиц 10 м/с суммарные объемные потери, приходящиеся на одну частицу, соотносятся примерно как $\Sigma V = 1/100 \cdot VI + VC$ [9]. Согласно расчету суммарные объемные потери ΣV при угле атаки 90° отличны от нуля и максимум потерь приходится на углы атаки в 45° . Величина износа определяется не только объемом удаленного в результате удара каждой одиночной частицы материала, но и плотностью потока частиц. При скоростях больших 10 м/с расчет суммарных объемных потерь за рассматриваемый период времени с тем же коэффициентом при VC дает завышенные значения, поскольку соотношение объемов VI и VC зависит от скорости удара и требует дополнительного определения.

Итак, решена задача ударного взаимодействия твердой сферической частицы, направленной под углом к поверхности. В расчетной модели учтены пластические явления, происходящие при ударном контакте. Предложенная теоретическая модель расчета суммарных объемных потерь материала при изнашивании вскрывает механизм изнашивания пластичных материалов потоком твердых абразивных частиц и объясняет характер зависимости объемных потерь от скорости удара и угла атаки для пластичных материалов. Так как получить точные зависимости экспериментальным путем сложно,

для практики подобное теоретическое исследование представляет определенный интерес при рассмотрении процесса изнашивания пластичных материалов абразивами.

Список литературы: 1. Bitter J.G.A. A study of erosion phenomena //Wear. – 1963. – V.1. – No19. – pp. 5 – 21 end 169 – 190. 2. Абрамов Ю.И. Соударение твердых частиц пыли с преградой из упругопластического материала //Трение и износ. – 1987. – Т. 8. – № 1. – С. 83 – 94. 3. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Колокольников М.Г. Абразивное изнашивание. – М.: Машиностроение, 1991. – 224 с. 4. Клейс И.Р., Уумыйс Х.Г. Износостойкость элементов измельчителей ударного действия. – М.: Машиностроение, 1986. – 168 с. 5. Кадомцев И.Г. Упругопластическое осесимметричное соударение массивных тел //Трение и износ. – 1999. – Т. 20. – № 3. – С. 265 – 269. 6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия //Под ред. Р.В. Гольдштейна. Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 7. Михин Н.М. Внешнее трение твердых тел. – М.: Наука, 1974. – 122 с. 8. Oka J.i., Ohnogi H., Hosokawa T., Matsumura M. The impact angle dependence of erosion damage caused by solid particle impact //Wear. – 1997. – V.203–204 – pp. 573 – 579. 9. Мартынова А.Е. Исследование процессов изнашивания самотечных зернопроводов (самотеков) потоком риса-зерна: Дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06. – Защищена 21.06.00; Утв. 10.11.00. – Астрахань, 2000. – 228 с. – Библиогр.: С. 181 – 199.

Сдано в редакцию 15.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.М.

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОПОЛЯРИЗАЦИОННЫХ ЭФФЕКТОВ НА ОБРАБОТКУ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Матвиенко А.В., Ищенко А.Л., Байков А.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In work are considered questions of influence of electric polarizing effects on processing of nonmetallic materials. It is shown that polarization of a surface of a material or a liquid phase may promote an intensification of processing due to electric adsorption and action electrostatic destroying pressure.

Вопрос об интенсификации обработки неметаллических материалов (например, кварц, гранит и т.п.) является в настоящее время наиболее открытым. Прежде всего, это связано со специфическими особенностями разрушения таких материалов, которые существенно отличаются от разрушения металлов. Наибольшей особенностью обработки неметаллических материалов являются финишные операции, когда необходимо учитывать большое количество факторов, влияющих на качество обработки. Важными исследованиями в этой области можно считать работы Филатова Ю.Д. [1 – 3], который, в частности, рассматривал хемосорбцию одним из ключевых факторов, влияющих на качество и условия разрушения поверхностного слоя. Поэтому он рекомендует химически «активизировать» контактирующую жидкую среду (например, воду) при финишной обработке поверхности. Но необходимо отметить, что явления адсорбции сопровождаются электрическими явлениями. Поэтому возможна не только химическая активация, но также активация электрическая, в частности электрополяризация, которая на сегодняшний день при обработке неметаллических материалов практически не изучена.

Скорость растворения и растворимость веществ изменяются при наложении электрического поля как на систему «твердое – жидкое», так и при растворении

предварительно заряженных твердых веществ. Достаточно полно эти явления изучены в работах Громова В.В. [4 - 6]. Установлено, что кинетика растворения поляризованных веществ Kv имеет следующий вид:

$$Kv = Kv^* \exp\left(-\frac{\beta \Delta F \varepsilon}{kT}\right), \quad (1)$$

где Kv^* - кинетика растворения вещества без внешнего поля;

β - константа ($0 \leq \beta \leq 1$);

T - температура, °K;

k - коэффициент пропорциональности;

$\Delta F \varepsilon = W_2 - W_1$ - изменение электростатической составляющей свободной энергии растворяющейся молекулы в кристалле W_1 и в растворе W_2 :

$$W_1 = -\alpha \cdot E^2; \quad W_2 = -16kT \cdot sh^2\left(\frac{e \cdot z \cdot \psi_1}{4kT}\right),$$

где α - суммарная поляризуемость одной молекулы;

E - напряженность электрического поля внутри кристалла;

z - заряд ионов в кристалле;

ψ_1 - средний потенциал внешней гельмгольцевской плоскости, в которой локализованы центры ионов раствора, ближайших к поверхности кристалла.

Тормозящее влияние внешнего электрического поля на растворимость вещества ослабевает с уменьшением растворимости и диэлектрической проницаемости жидкой фазы, а при достаточно малых значениях ($\varepsilon_2 < 20$) возможно даже увеличение Kv . Замедляющее растворение при действии электрического поля наблюдается, когда диэлектрическая проницаемость вещества (ε_1) меньше жидкой фазы (ε_2). Исходя из этого, процесс растворения в электрическом поле представлен в виде следующей схемы: перемещение молекулы - диполя из одного конденсатора в другой (в двойной слой растворителя). При этом молекулы растворяющегося соединения будут втягиваться между пластинами данных конденсаторов. Кроме того, Кабанов А.А. и Зингель Е.М. [7] считают, что электрическое поле влияет на свойства воды, инициирует химические реакции между растворителем и растворенным веществом. С ростом напряженности поля растет концентрация носителей заряда. Неоднородное электрическое поле смещает равновесие и влияет на межфазовые переходы: стимулирует диффузию воды к жидкой фазе.

Кроме того, влияние электрического поля на кинетику растворения можно объяснить электрокинетическими явлениями в жидкой фазе - ее ориентационной поляризацией. В результате изменяются вязкость и проницаемость в поверхностных слоях [6].

Из этого следует, что скорость разрушения при обработке неметаллического материала можно изменять его электрической поляризацией с жидкой фазой или предварительным зарядением поверхности материала или воды.

Так как поверхность граничит с внешней средой, то она заполняется молекулами последней - происходит процесс адсорбции до установленного равновесного состояния. Адсорбированные молекулы изменяют свойства поверхности, а в ряде

случаев и объема твердого тела. Адсорбционная способность поверхности зависит от многих факторов и может быть изменена, в том числе воздействием внешним электрическим полем [8].

Выделяют два вида адсорбции: физическую и химическую, которые отличаются природой сил, удерживающих адсорбированную молекулу на поверхности твердого тела. При физической адсорбции эти силы имеют электростатическое происхождение. Химическая адсорбция характеризуется наличием химического взаимодействия молекулы с твердым телом (ковалентные силы, ионные взаимодействия) и имеет более прочную связь.

Физическая адсорбция характеризуется слабым взаимодействием - адсорбируемая молекула и поверхность могут рассматриваться как две независимые системы. При хемосорбции образуется единая квантово-механическая система. Хемосорбированная частица оказывается центром локализации электрона или дырки, выступая в роли акцептора или донора, соответственно.

При обработке неметаллического тела с использованием воды первичным актом на его поверхности является диссоциативная адсорбция воды, которая может рассматриваться как хемосорбция. Это дает основание применить к ним зонную модель межфазного взаимодействия, в том числе с учетом влияния электрического поля [9].

Примем во внимание, что при включении внешнего электрического поля между поверхностью и жидкой фазой возникает разность потенциалов и, соответственно, электрическое поле.

Известно [10], что при наложении поперечного (нормального к поверхности твердого тела) электрического поля в приповерхностной зоне создается индуцированный заряд δ :

$$\delta = \frac{-\varepsilon_0 \cdot E}{4\pi}, \quad (2)$$

где ε_0 - диэлектрическая постоянная воды;

$$\varepsilon_0 = \frac{17.7 \cdot 10^{-12} \cdot F}{M},$$

$E = \frac{U}{h}$ - напряженность электрического поля между поверхностью твердого тела

и пленкой влаги; В/м;

U - разность потенциалов;

h - расстояние между поверхностью пленки и поверхностью твердого тела;

F - число Фарадея.

Уровень Ферми на поверхности твердого тела в данном случае будет связан с зарядовым состоянием следующим соотношением:

$$\exp\left(\frac{U_s}{kT}\right) = \frac{(\delta - \sigma)}{2\sigma^*} + \left[\left(\frac{\delta - \sigma}{2\sigma^*}\right) + 1\right]^{0.5}, \quad (3)$$

а изменение адсорбционной способности:

$$\frac{\Delta N}{N} = \eta_0^{\pm} \cdot \left[\exp\left(\frac{\pm \Delta U_s}{kT}\right) - 1\right], \quad (4)$$

где U_s - положение уровня Феми на поверхности твердого тела в электрическом поле;
 σ - плотность поверхностного заряда (для кварца - $8 \cdot 10^{-2}$ Кл/м²);
 σ^* - плотность объемного заряда (для кварца - $1,61 \cdot 10^{-3}$ Кл/м²);
 $\eta_0^{\pm}$ - относительное содержание «прочно» связанных частиц на незаряженной поверхности (для кварца $\approx 0,5 \cdot 10^{18}$ м⁻²) [10].

Изменение уровня Ферми на поверхности в отсутствие (U_{so}) и в электрическом поле (U_s):

$$\Delta U_s = U_s - U_{so},$$

где $U_{so} = \pm kT \cdot \ln^* \left(\frac{\sigma}{\sigma^*} \right)^2 = 7.81 \text{ кТ};$

$$U_s = 2kT \cdot \left\{ \ln \left(\frac{\delta - \sigma}{2\sigma^*} \right) + \left[\left(\frac{\delta - \sigma}{2\sigma^*} \right)^2 + 1 \right]^{0.5} \right\},$$

а $\frac{\delta - \sigma}{2\sigma^*} = 4.38 \cdot 10^{-10} \cdot E - 24.84$

Тогда,

$$\frac{\Delta N}{N} = \eta_0^{\pm} \exp(2 \ln(4.38 \cdot 10^{-10} E - 24.84 + ((4.38 \cdot 10^{-10} E - 24.84)^2 + 1)^{0.5} - 7.81) - 1) \quad (5)$$

Анализ уравнения (5) показал, что электроадсорбционный эффект начинает проявляться при напряженности межфазного электрического поля более $5,5 \cdot 10^{10}$ В/м.

При этом толщина пленки воды зависит от многих факторов и может колебаться в пределах $10^{-10} \dots 10^{-6}$ мм.

Известно, что на пленку воды, смачивающую поверхность твердого тела, действуют три составляющие расклинивающего давления: молекулярная Π_m , структурная Π_s и электростатическая Π_e [11].

Величина молекулярных сил составляет $\Pi_m = \frac{A}{12\pi h^3}$, а структурных -

$\Pi_s = k \cdot \exp(-h/l)$, где A - константа Гамакера, h - расстояние от поверхности твердого тела, k - коэффициент пропорциональности (для водных пленок на кварце $k = (1 - 2) \cdot 10^7$ дин/см²), $l = 10 \text{ \AA}$.

Вклад молекулярной и структурной составляющих проявляется лишь на близких расстояниях ($h \leq 50 \text{ \AA}$), поэтому дальнодействующей считается электростатическая [11].

Электростатическая составляющая расклинивающего давления с заряженными поверхностями пленки рассчитывается по уравнению [11]:

$$\Pi_e = \frac{-R \cdot T \cdot C \left[(\Phi_g^2 + \Phi_s^2) - 2 \cdot \Phi_g \cdot \Phi_s \cdot ch(\Psi \cdot h) \right]}{sh^2(\Psi \cdot h)}, \quad (6)$$

где R - газовая постоянная;

T - температура; °К;

C - концентрация электролита в воде;

h - расстояние от поверхности твердого тела;

Ψ - дебаевский радиус экранирования;

Φ_g - безразмерный потенциал поверхности пленки, граничащей с газом или объемной водой;

Φ_s - безразмерный потенциал поверхности подложки:

$$\Phi_g = \frac{z \cdot e \cdot \psi_d}{kT}, \quad (7)$$

$$\Phi_s = \frac{z \cdot e \cdot \psi_s}{kT}, \quad (8)$$

z - заряд ионов в растворе;

ψ_d, ψ_s - электрический потенциал поверхности на границе с пленкой и потенциал поверхностного слоя соответственно;

$$\psi_s = \frac{z \cdot e \cdot \phi_{1,2}}{kT}, \quad (9)$$

где ϕ_1, ϕ_2 - электрические потенциалы поверхностей пленки на границе раздела с подложкой и объемной водой, соответственно.

Если выполнить расчет Π_e на поверхности кварца с пленкой водного раствора KCl с концентрацией 10^{-3} моль/л и принять $\phi_1 = -100 \text{ мВ}$ [11], то получим: $\Phi_g \approx 3,9$; при $\phi_2 = 50 \text{ мВ} - \Phi_g = -1,95$; $\phi_2 = 100 \text{ мВ} - \Phi_g = -3,9$; $\phi_2 = 250 \text{ мВ} - \Phi_g = -9,75$

Подставив в уравнение (Π_e) стандартные и принятые значения получим:

$$\Pi_e(x) = -2,48 \cdot \left[(\Phi_g^2 + 15,21) \right] - 30,42 \cdot \Phi_s \cdot ch(x), \quad (10)$$

где $x = \Psi \cdot h$.

При

$$\begin{aligned} \phi_2 = 0 \quad \Pi_e(x) &= -37,7 / ch^2(x), \\ \phi_2 = -50 \text{ мВ} - \Pi_e(x) &= -2,48 [19,01 - 59,3 \cdot ch(x)] / sh^2(x), \\ \phi_2 = -100 \text{ мВ} - \Pi_e(x) &= -75,44(1 - ch(x)) / sh^2(x), \\ \phi_2 = -250 \text{ мВ} - \Pi_e(x) &= -2,48 \cdot (110,27 - 76,05 \cdot ch(x)) / sh^2(x). \end{aligned} \quad (11)$$

Анализ расчетов уравнений (11) показывает, что в случае незаряженной поверхности кварца ($\phi_2 = 0$) пленка испытывает притяжение ($\Pi_e < 0$), особенно на расстоянии до $0,002\Psi$. При положительном заряде ($\phi_2 > 0$) пленка электростатически притягивается к поверхности твердого тела и в большей мере с повышением потенциала. Соответственно увеличивается и величина давления, испытываемого пленкой.

В случае отрицательного заряжения до $\varphi_2 = -0,05\text{В}$ на малых расстояниях проявляется расклинивающее давление, которое интенсивно спадает по экспоненте до расстояния $0,001\mu$. При $\varphi_1 = \varphi_2 = -0,1\text{В}$ расклинивающее давление проявляется на значительном расстоянии от поверхности кварца.

Если же $\varphi_2 > \varphi_1$, то на близких расстояниях действуют силы протяжения, а на больших – отталкивания. Так, для $\varphi_2 = -0,25\text{В}$ точка перехода находится на расстоянии $(0,9 - 0,95)\mu$.

Таким образом, изменяя знак и величину потенциала пленки за счет электрополяризации, можно в широких пределах регулировать направленность, величину и радиус действия электростатической составляющей расклинивающего давления, управлять электроадсорбцией и тем самым интенсифицировать процессы обработки неметаллических материалов.

Список литературы: 1. Филатов Ю.Д. Научные основы прецизионного полирования поверхностей деталей из кремнеземосодержащих материалов: Автореф. дис. ...докт. техн. наук. – Киев. – 1996. – 35 с. 2. Филатов Ю.Д. Полирование поверхностей деталей из природного камня // Вісник ЖІТІ/ Технічні науки. – 1999. – № 10. – С. 90-92. 3. Филатов Ю.Д., Горбачев Г.Ф., Сидорко В.И., Крамар В.Г. и др. Изучение закономерностей неравновесного процесса полирования природных и синтетических алюмосиликатов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. науч. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. Вып. 13. – С. 255 - 259. 4. Громов В.В. Влияние ионизирующего излучения на кинетику растворения твердого тела. – М.: Атомиздат, 1976. – 125 с. 5. Громов В.В. Влияние электрического поля на кинетику растворения ионных кристаллов // Доклады АН СССР, 1970. – Т.192. – С. 123. 6. Громов В.В., Крылов В.С., Пархаева Т.Н. Влияние поляризации на кинетику растворения ионных кристаллов // Журнал физической химии. – 1973. Вып. 1. – Т. 57. – С. 107-111. 7. Кабанов А.А., Зингель Е.М. Влияние электрического поля на термическое разложение твердых веществ // Успехи химии. – 1975. – Т. 44. – Вып. 7. – С. 1194 – 1216. 8. Волькенштейн Ф.Ф. Электронные процессы на поверхности полупроводников при хемосорбции. – М.: Наука, 1987. – 431 с. 9. Григ М. Поверхностные свойства твердых тел. – М.: Мир, 1972. – 432 с. 10. Антонченко В.Я. Физика воды. – К.: Наукова думка, 1986. – 125 с. 11. Дерягин Б.В., Чураев Н.В. Смачивающие пленки. – М.: Наука, 1984. – 159 с.

Сдано в редакцию 15.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ПО ТОЧНОСТНЫМ КРИТЕРИЯМ

Микитянский В.В., Микитянская Л.М. (АГТУ, г. Астрахань, Россия)

On an example of flexible industrial system, have in the structure three turning cells, consisting from the turning machine tool with numerical programm management, automated loading device of the microprocessor and industrial structure of idle times at the particular industrial enterprise is considered.

Одним из основных элементов технологической системы является станочное приспособление (СП), которое оказывает значительное влияние на качество и производительность обработки деталей, применяемые режимы резания, затраты

вспомогательного времени, жесткость и виброустойчивость всей технологической системы. Особая роль приспособлений заключена в их влиянии на точность обработки.

В зависимости от назначения приспособления, условий его работы и характера выполняемой технологической операции оценку его точности можно проводить по различным критериям, которые следует классифицировать как статические и динамические показатели точности, при этом метод оптимизации будет зависеть от критериев, положенных в основу оценки точности приспособления.

К статическим относят весь комплекс погрешностей, влияющих на положение установленной для обработки заготовки, возникающих в момент установки и закрепления ее до начала процесса резания. Статические показатели точности определяются выбранной схемой СП, способом базирования, методом приложения и величиной сил зажима, жесткостью конструкции и контактной жесткостью стыков отдельных элементов, точностью изготовления основных функциональных деталей, точностью их сборки и точностью установки СП на станке по отношению к режущему инструменту, наконец, износом установочных элементов, [1-4].

В связи с тем, что большинство перечисленных показателей статической точности носит вероятностный характер, оценку точности по ним можно вести по математическому ожиданию, либо по дисперсии статической погрешности.

К динамическим относят группу погрешностей, возникающих в СП непосредственно в период выполнения процесса резания. Поэтому динамические показатели точности определяются динамическими параметрами конструкции и внешними воздействиями такими, как характер и величина сил резания, колебания технологической системы и др. Следовательно, динамическую точность СП можно характеризовать длительностью переходных процессов при возникновении колебаний в моменты врезания и выхода режущего инструмента, а также при прерывистом резании. Известно, что длительность переходных процессов полностью определяется жесткостью и демпфирующими способностями конструкции. Динамическую точность можно также характеризовать устойчивостью рассматриваемой конструкции СП, а также амплитудно-фазовой частотной характеристикой передаточной функции.

При использовании САПР и ЭВМ появляется возможность анализа точности предлагаемой схемы СП и ее оптимизации по любому из критериев точности.

Рассматривая любое типичное СП для установки и закрепления заготовок можно выделить систему внутренних (q_i) и внешних (Z_j) параметров, определяющих в совокупности положение заготовки в пространстве.

Точность получаемого параметра обработки (размер, отклонение формы, относительное расположение поверхностей) устанавливается суммированием факторов, учитываемых при анализе данного параметра. Закон суммирования определяется природой этих погрешностей.

На основе анализа структурной схемы СП и воздействия факторов исследуемый параметр точности установки обрабатываемой детали (y) представляет собой функцию нескольких переменных, зависящих от воздействия внутренних параметров ($x, q_1, q_2, \dots, q_m$) и внешних ($Z_1, Z_2, \dots, Z_k$). При этом ко внутренним параметрам мы относим геометрические соотношения структурной схемы: контактную жесткость в стыках, точность изготовления функциональных элементов, зазоры, силы трения в подвижных соединениях и др. К внешним - силы закрепления, силы резания, температурные деформации, моменты и силы инерции, вибрации и т.п.

Проведя анализ воздействия всех факторов на параметр (y), который в результате получает суммарную погрешность (Δy) с помощью математической статистики получено общее уравнение вида [3]:

$$\Delta y = f(x, q_1, q_2, \dots, q_m) - f_o(x) + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial q_i} \right)_o \Delta q_i + \sum_{j=1}^k \left\{ \left(\frac{\partial y}{\partial Z_j} \right)_o \left[\left(\frac{\partial q_i}{\partial Z_j} \right)_o \Delta Z_j \right] \right\}, \quad (1)$$

где: x - заданный точностной параметр обработки;

$f_o(x)$ - идеальная характеристика приспособления;

$\left(\frac{\partial y}{\partial q_i} \right)_o$ - частная производная для номинального значения определяющих параметров

конструкции СП;

$\Delta Z_j = \Delta q_i - \Delta q_{io}$ - отклонение параметров конструкции приспособлений (q_i) при воздействии внешних факторов (Z_j).

При этом сделаны следующие допущения: система признана линейной, что для СП вполне корректно, отклонения параметров малы и взаимно независимы, произведениями погрешностей в силу их малости пренебрегаем, функцию $y = f(x)$ в окрестности номинальных значений параметров разложили в ряд Тейлора и ограничились учетом только погрешностей первой степени.

Выполнив эту предварительную обработку и получив уравнение (1) можно подойти к оптимизации его по критерию минимума математического ожидания погрешности СП. При этом, стало возможным либо полностью скомпенсировать, либо свести к минимуму статистическую погрешность СП.

Условие полной компенсации систематических погрешностей можно получить из уравнения (1), если перейти от текущих значений случайных величин к их математическим ожиданиям и приравнять нулю математическое ожидание общей погрешности СП

$$M[\varepsilon] = M[f(x, q_1, q_2, \dots, q_m)] - f_o(x) + \sum_{i=1}^n \left[M\left(\frac{\partial y}{\partial q_i}\right)_o M(\Delta q_i) \right] + \sum_{i=1}^n \left\{ M\left(\frac{\partial y}{\partial q_i}\right)_o \sum_{j=1}^k M\left[\left(\frac{\partial q_i}{\partial Z_j}\right)_o M(\Delta Z_j) \right] \right\} = 0. \quad (2)$$

Если параметры СП выбрать так, что условие (2) выполняется при всех значениях x и всех значениях ΔZ_j ($j = 1 \dots k$), то компенсация является полной.

Реализовать условие (2) возможно двумя путями:

1) выбором параметров исходной конструкции, определяющих значения $q_1, q_2, \dots, q_m$ и коэффициентов влияния отдельных конструктивных элементов, выраженными частными производными $(\partial y / \partial q_i)_o$ и $(\partial q_i / \partial Z_j)_o$.

2) введением в конструкцию дополнительных элементов - компенсаторов, позволяющих производить регулировку точности приспособления.

Во многих практических случаях условие полной компенсации погрешностей СП (2) оказывается нереализованным. В таких случаях возможна минимизация

систематических погрешностей путем выбора оптимальных параметров СП и коэффициентов их влияния.

Рассмотрим в качестве примера способ интегральных критериев при минимизации погрешности базирования, математическое ожидание которой

$$M[\varepsilon_s] = M[f(x, q_1, q_2, \dots, q_m)] - f_o(x), \quad (3)$$

В общем случае функция $M[\varepsilon_s]$ зависит от получаемой величины (x) и поэтому необходимо выбрать некоторый интегральный критерий, позволяющий одним числом оценить систематическую погрешность для размера (x). Таким критерием может служить интеграл квадрата погрешности при получении размера (x) в пределах допуска.

$$I_1 = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \{M[\varepsilon_s]\}^2 dx.$$

Заменяя $M[\varepsilon_s]$ по формуле (3) получим

$$I_1 = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \{M[f(x, q_1, q_2, \dots, q_m)] - f_o(x)\}^2 dx. \quad (4)$$

В этом случае задача оптимизации (минимизация систематической погрешности) сводится к определению оптимальных значений параметров $(q_1, q_2, \dots, q_m)$, при которых интеграл I_1 имеет минимум. Покажем применение метода интегральных оценок на примере делительного приспособления (рис.1), предназначенного для фиксации поворотного устройства, в котором расстояние между фиксаторами S преобразуется в угловое перемещение α .

Пусть заданной характеристикой этого устройства является линейная зависимость

$$\alpha_o = \alpha_1 + kS, \quad (5)$$

где k - заданное передаточное отношение.

Фактическая характеристика поворотного устройства отличается от заданной (5):

$$\alpha = \arctg\left(\frac{S}{R} + \tg \alpha_1\right),$$

Рис.1. Делительное приспособление

где R - радиус механизма,

α_1 - начальный угол установки поворотного диска.

Математическое ожидание для характеристики α выразится;

$$M[\alpha] = \arctg\left(\frac{S}{R_o} + \tg \alpha_{1o}\right),$$

где R_o и α_{1o} - номинальные значения R и α_1 .

Математическое ожидание систематической погрешности запишем в виде:

$$M[\Delta\alpha] = M[\alpha] - \alpha_0 = \arctg\left(\frac{S}{R_0} + \operatorname{tg}\alpha_{10}\right) - \alpha_{10} - kS.$$

Интеграл квадрата погрешности в диапазоне измерения S от 0 до $S_{\max}$ составит

$$I_1 = \int_0^{S_{\max}} [\arctg\left(\frac{S}{R_0} + \operatorname{tg}\alpha_{10}\right) - \alpha_{10} - kS]^2 dS.$$

Далее определяются оптимальные значения R_0 и α_{10} , отвечающие минимуму I_1 .

Для интегральной оценки систематической погрешности СП вместо интеграла квадрата погрешности (4) может быть использован интеграл модуля этой погрешности

$$I_2 = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} |M[\varepsilon_S]| dx = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} |M[f(x, q_1, q_2, \dots, q_m)] - f_0(x)| dx.$$

Решение минимизации систематических погрешностей на основе интегральных критериев в случае сложных конструкций СП требует применения ЭВМ.

При нелинейной зависимости $M[\Delta y]$ от x и ΔZ , упрощение задачи выбора параметров для выполнения условия (2) может быть достигнуто путем линеаризации выражения $M[\Delta y]$. При этом условие компенсации (2) будет выполняться только при линеаризованной функции $M[\Delta y]$ и поэтому необходимо оценить величину остаточных погрешностей, обусловленных переходом от нелинейной функции $M[\Delta y]$ к линейной.

Задача оптимизации параметров приспособлений может быть поставлена и решена для случайных погрешностей и значение которых весьма значительны для достижения точности обработки. Эта задача может быть выполнена по критерию минимума дисперсии случайной погрешности. В качестве критерия погрешности для оценки величины случайной погрешности приспособления принята дисперсия приведенной случайной погрешности выходной величины (y).

Задача может быть сформулирована следующим образом: необходимо так распределить чувствительности элементов, входящих в структурную схему СП (при заданной общей чувствительности), чтобы дисперсия случайной погрешности выходной величины была минимальной.

Предполагается, что известны дисперсии $D_1, D_2, \dots, D_n$, приведенных относительных случайных погрешностей элементов СП. Если погрешности элементов взаимно независимы, то дисперсия приведенной случайной погрешности СП выразится

$$D = \sum_{i=1}^N \psi_i^2 D_i \quad (6)$$

Входящий в уравнение (6) коэффициент влияния i -го элемента ψ_i является функцией чувствительности структурной схемы

$$\psi_i = \frac{\partial S}{\partial S_i} \cdot \frac{S_i}{S}, \quad (7)$$

где S - чувствительность конструкции как сумма чувствительностей отдельных элементов S_i .

Подставляя выражение (7) в (6) получим

$$D = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial S}{\partial S_i}\right)^2 D_i. \quad (8)$$

Общая чувствительность также является функцией чувствительности всех элементов

$$S = f(S_1, S_2, \dots, S_N).$$

Если общая чувствительность СП задана (S), то

$$\varphi = S - f(S_1, S_2, \dots, S_N) = 0. \quad (9)$$

Задача минимизации случайных погрешностей СП сводится к определению относительного минимума дисперсии (D) с учетом добавочного условия (9). Эта задача решается методом Лагранжа в следующем порядке.

Составляется новая функция из уравнений (8) и (9):

$$F = D + \lambda \varphi = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial S}{\partial S_i}\right)^2 D_i + \lambda S - f(S_1, S_2, \dots, S_N), \quad (10)$$

где λ - неопределенный множитель.

Далее, путем дифференцирования выражения (10) определяются и приравниваются к нулю частные производные

$$\frac{\partial F}{\partial S_1} = 0; \frac{\partial F}{\partial S_2} = 0; \dots; \frac{\partial F}{\partial S_N} = 0. \quad (11)$$

Полученные N уравнений (11) вместе с добавочным условием (9) дают систему $(N+1)$ уравнений, из которых исключается параметр λ и находятся оптимальные значения чувствительности элементов (узлов) $S_{1 \text{ опт}}, S_{2 \text{ опт}}, \dots, S_{N \text{ опт}}$, отвечающих относительному минимуму дисперсии. Затем определяются минимальные значения D путем подстановки в уравнение (8) оптимальных значений $S_{\text{опт}}$.

Выводы: Вся совокупность рассмотренных параметров точности СП позволяет сформулировать основные направления оптимизации их конструкции по различным частным и комплексным критериям.

Предлагаемая теория оптимизации конструкций приспособлений по различным критериям точности в таком виде излагается впервые и требует дальнейшей проработки, однако возможности ее применения с использованием ЭВМ будут возрастать с развитием САПР приспособлений.

Список литературы 1. Микитянский В.В. Точность приспособлений в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1984, - 128 с. 2. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений. Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1983, - 277 с. 3. Ильицкий В.Б., Микитянский В.В., Сердюк Л.М. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989, - 208 с. 4. Микитянский В.В. Погрешность положения заготовок. Учебное пособие. - М.: Машиностроение, 1987, - 36 с.

Сдано в редакцию 12.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Суслов А.Г.

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Михайлов А. Н., Буленков Е. А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The new diagrams of rotary transfer machines are offered in this article. The morphological looking up process of unknown frames of machines through the new skeleton diagrams is described here. The diagrams of some known rotor machines are added in the given article. The new diagrams allows to reveal new features of machines of this class.

В настоящее время автоматизация производственных процессов является одним из важнейших направлений научно-технического прогресса, обеспечивающим интенсификацию производства. Большие возможности в решении проблемы интенсификации и автоматизации производственных процессов обеспечивает применение технологических систем непрерывного действия, выполненных на базе роторных и роторно-конвейерных машин. Анализ современного состояния этого вопроса показал, что данные системы до настоящего времени в основном развивались по пути совершенствования транспортного движения инструментальных блоков: от крутового в роторных машинах, через сложное движение в плоскости в роторно-конвейерных к пространственному движению в поточно-пространственных технологических системах [1]. В то же время, другому пути развития данных систем - совершенствованию структурного обеспечения - уделяется всё больше внимания. Об этом свидетельствуют работы ряда исследователей, в которых даются рекомендации по созданию известных конструкций роторных машин [2], предлагаются новые структуры машин для гибкого производства [3], рассматриваются подходы к оптимизации структуры многоканальной части автоматических роторных и роторно-конвейерных линий [4]. Однако следует отметить, что методики, позволяющей на базе детального структурного анализа обоснованно синтезировать новые варианты машин пока не предложено, поэтому работа в данном направлении является весьма актуальной.

Целью данной работы является разработка методики структурного анализа и синтеза технологических машин непрерывного действия, обеспечивающей поиск новых вариантов структур данных машин за счет морфологического анализа новой структурной схемы машин такого типа.

Для достижения поставленной цели должны быть решены такие задачи:

1. Исследовать структурные особенности машин непрерывного действия и выявить общие структурные элементы.
2. Разработать методику структурного анализа технологических машин непрерывного действия для выявления новых свойств и устранения недостатков известных конструкций подобных машин.
3. Определить последовательность синтеза новых вариантов структур машин непрерывного действия.
4. Разработать общие рекомендации по проведению структурного анализа и синтеза технологических машин непрерывного действия.

Принимая во внимание, что инструментальные блоки в машине непрерывного действия в общем случае одинаковы по конструкции и способу крепления, структурный анализ и синтез подобных машин можно проводить на основе одного структурного элемента - инструментального блока. С учетом этого, на базе известных конструкций роторных и роторно-конвейерных машин [5] была разработана общая схема структурного элемента машины непрерывного действия (см. рис. 1). На рисунке параллелизмами представлены основные части известных машин непрерывного действия: «ПРИВОД» - механизмы привода инструмента и приспособления, «ИНСТРУМЕНТ» -

обрабатывающий инструмент, «ПРИСПОС-НИЕ» - элементы зажимного приспособления. Кроме того, на рисунке 1 изображены «ИБ» - элементы инструментального блока, «РМ» - составные части роторной машины, «ДЕТАЛЬ» - обрабатываемая деталь. На общей схеме структурного элемента машины непрерывного действия цифрами обозначены связи между различными элементами.

Под связью в данном случае следует понимать характер соединения элементов между собой. Связь между структурными элементами называется жесткой если эти элементы не могут быть разъединены или соединены без остановки транспортного движения. Связь между структурными элементами называется гибкой если эти элементы могут быть разъединены или соединены во время транспортного движения. Связь называется нулевой если



Рис. 1. Общая схема структурного элемента машины непрерывного действия.

структурные элементы машины не соприкасаются друг с другом. На рисунке 2 представлено обозначение различных видов связей на примере соединения обрабатывающего инструмента и механизмов привода инструмента. Эти обозначения связей используются при анализе структур машин непрерывного действия.



Рис. 2. Обозначение видов связей между элементами.

Общая схема структурного элемента, разработанная на базе известных конструкций роторных и роторно-конвейерных машин, а также предложенные виды связей между основными частями машин непрерывного действия и принятое допущение являются общими положениями методики структурного анализа и синтеза технологических машин непрерывного действия.

Рассмотрим методику структурного анализа и синтеза технологических машин непрерывного действия на примере известной конструкции роторной машины с механическим кулачковым приводом для операций прессования [5]. В данной машине деталь устанавливается в приспособлении, являющимся частью инструментального блока, то есть связь, обозначенная цифрой 4 (см. рисунок 1) – жесткая. Одновременно с этим, в инструментальном блоке располагается инструмент, который воздействуя на деталь, осуществляет необходимую обработку. Инструмент в данном случае также является элементом инструментального блока, то есть связь 3 также будет жесткой. При этом, как инструмент, так и элементы приспособления приводятся в движение при помощи соответствующих механизмов привода, установленных в роторной машине.



Рис. 3. Схема структурного элемента известной роторной машины.

Кроме того, инструментальный блок также устанавливается в роторной машине. Отличительной особенностью машин непрерывного действия является то, что эти машины обеспечивают возможность смены инструментального блока, а значит и всех установленных в нем элементов, без останова транспортного движения. Отсюда следует, что связи 1, 2 и 7 (см. рисунок 1) будут гибкими. В то же время, системы привода инструмента и приспособления являются составной частью самой роторной машины, то есть связи между ними и роторной машиной, 5 и 6, будут жесткими. Таким образом, может быть составлена схема структурного элемента данной роторной машины (см. рисунок 3).

Из структурной схемы видно, что в данной роторной машине деталь в процессе обработки взаимодействует с

двумя элементами: инструментом и приспособлением, установленными в инструментальном блоке, который может быть извлечен из машины без останова транспортного движения. Очевидно, что наличие жестких связей между инструментом и инструментальным блоком, а также между приспособлением и инструментальным блоком ограничивает возможности роторных машин, так как эти связи устанавливают жесткое соответствие одного приспособления одному конкретному инструменту, а значит, в каждом отдельном инструментальном блоке может обрабатываться только одна конкретная деталь.

На рисунке 4 представлена схема структурного элемента новой роторной машины, у которой отсутствует жесткая связь между инструментом и приспособлением через инструментальный блок, то есть данная машина имеет нулевые 3, 4 и 7 – ю связи.

Анализ современных конструкций машин непрерывного действия показал, что в настоящее время известны роторные машины, схемы которых подобны приведенной на рисунке 4 схеме [1, 3], и отличаются невозможностью смены инструмента без останова транспортного движения. Следует отметить, что исключение жесткой связи между инструментом и приспособлением позволило значительно упростить конструкцию машин, а наличие гибкой связи между приводом и приспособлением, а также между приводом и инструментом, позволит разработать устройства смены не всего инструментального блока, а только инструмента или приспособления, что позволит

повысить гибкость подобных машин.

Таким образом, предложенный структурный анализ позволил выявить и устранить недостатки известной конструкции роторной машины, предложить новую структуру роторной машины, которая может быть реализована в конструкциях, подобных некоторым известным машинам [1, 3], либо послужить основой для структурного синтеза новых вариантов машин непрерывного действия.

Предложенная схема (см. рисунок 1) позволяет осуществлять структурный синтез новых вариантов машин непрерывного действия, для проведения которого воспользуемся морфологическим анализом [7].

Морфологическими признаками являются:

$[p_{11}, p_{12}, p_{13}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь инструмента и механизмов

привода;

$[p_{21}, p_{22}, p_{23}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь приспособления и механизмов привода;

$[p_{31}, p_{32}, p_{33}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь инструмента и инструментального блока;

$[p_{41}, p_{42}, p_{43}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь приспособления и инструментального блока;

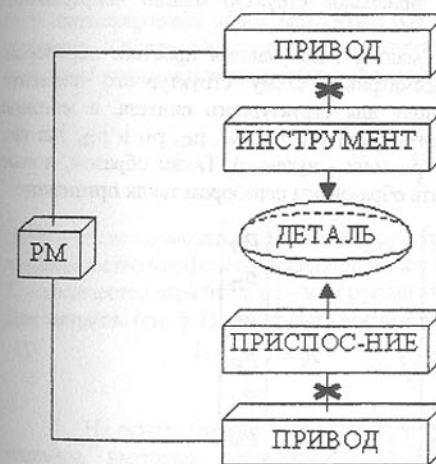


Рис. 4. Схема структурного элемента новой роторной машины.

$[p_{51}, p_{52}, p_{53}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь механизмов привода инструмента и роторной машины;

$[p_{61}, p_{62}, p_{63}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь механизмов привода приспособления и роторной машины;

$[p_{71}, p_{72}, p_{73}]$ – жесткая, гибкая, нулевая связь инструментального блока и роторной машины.

Все вышеописанные морфологические признаки представим в матричном виде:

$$A = \begin{Bmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} \\ p_{31} & p_{32} & p_{33} \\ p_{41} & p_{42} & p_{43} \\ p_{51} & p_{52} & p_{53} \\ p_{61} & p_{62} & p_{63} \\ p_{71} & p_{72} & p_{73} \end{Bmatrix},$$

где A – матрица морфологических признаков структур машин непрерывного действия.

Новые варианты структур роторных машин, получаются простым перебором морфологических признаков матрицы. Рассматривая схему структурного элемента роторной машины (см. рисунок 4) как основу для структурного синтеза, в матрице морфологических признаков следует исключить связи p_{31} , p_{32} , p_{41} , p_{42} , p_{71} и p_{72} , так как известно, что они имеют значение p_{33} , p_{43} и p_{73} (они – нулевые). Таким образом, новые варианты структур роторных машин могут быть образованы перебором таких признаков:

$$A^* = \begin{Bmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} \\ - & - & p_{33} \\ - & - & p_{43} \\ p_{51} & p_{52} & p_{53} \\ p_{61} & p_{62} & p_{63} \\ - & - & p_{73} \end{Bmatrix}, \quad A_1 = \begin{Bmatrix} p_{12} \\ p_{22} \\ p_{33} \\ p_{43} \\ p_{52} \\ p_{62} \\ p_{73} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

где A^* – исходная матрица морфологических признаков структурного элемента машин непрерывного действия;

A_1 – матрица признаков, полученная в результате морфологического анализа и описывающая один из возможных вариантов структурных элементов роторной машины.

На рисунке 5 приведены некоторые варианты схем структурных элементов, полученных при помощи данной методики. При этом, на рисунке 5а показана схема структурного элемента роторной машины, соответствующая совокупности признаков, задаваемых матрицей A_1 (см. ф. 1). В каждом конкретном случае из полученных вариантов может быть выбран наиболее подходящий вариант структуры роторной машины.

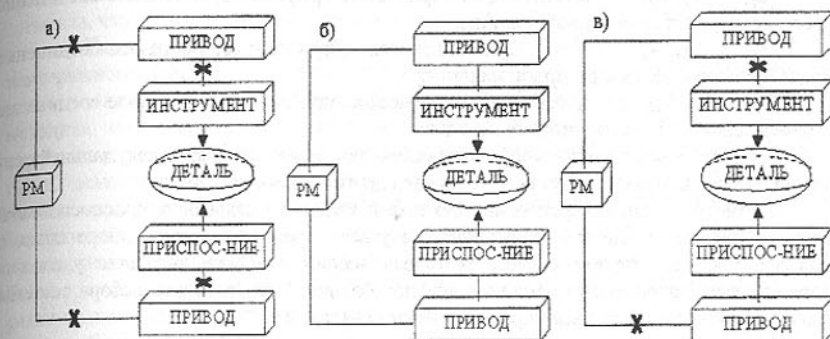


Рис. 5. Некоторые схемы структурных элементов, полученные в результате структурного синтеза новых роторных машин.

Таким образом, на основе полученной в результате структурного анализа схемы могут быть синтезированы новые варианты схем структурных элементов машин непрерывного действия. Общее число вариантов структурных схем машин, которые могут быть получены при помощи предложенной методики определяется по формуле:

$$N = \prod_{i=1}^n k_i,$$

где N – число возможных вариантов структур машин непрерывного действия.

n – количество морфологических признаков в матрице (см. ф. 1).

k_i – количество вариантов в i -м морфологическом признаке.

Для матрицы (см. ф. 1) может быть посчитано общее число возможных вариантов:

$$N = 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 = 2187.$$

На основе полученных схем структурных элементов проводится конструирование машины, имеющей соответствующую структуру. Различные виды конструктивного исполнения связей между основными частями могут быть найдены в ходе дальнейшего морфологического анализа, где морфологическими признаками является классификация по форме сопрягаемых поверхностей для каждой связи:

$[q_{11}, q_{12}, q_{13}, q_{14} \dots]$ – плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение инструмента и механизма привода;

$[q_{21}, q_{22}, q_{23}, q_{24} \dots]$ – плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение приспособления и механизмов привода;

$[q_{31}, q_{32}, q_{33}, q_{34} \dots]$ – плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение инструмента и инструментального блока;

$[q_{41}, q_{42}, q_{43}, q_{44} \dots]$ – плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение приспособления и инструментального блока;

[q₅₁ q₅₂ q₅₃ q₅₄ ... - плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение привода инструмента и роторной машины;

[q61 q62 q63 q64 ... - плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение привода приспособления и роторной машины;

[q71 q72 q73 q74 ... - плоское, цилиндрическое, профильное, т-образное соединение инструментального блока и роторной машины.

Данные совокупности морфологических признаков открыты для дальнейшего развития, так как возможно будут использоваться другие формы сопряжения.

Кроме того, так как форма инструмента и элементов зажимных приспособлений зависит от формы детали и в большинстве случаев определяется при выборе способа обработки, при структурном синтезе роторных машин основное внимание уделяется выбору системы привода инструмента и приспособления. При этом, для выбора системы привода можно воспользоваться морфологическим анализом.

Морфологическими признаками в данном случае будут конструктивное исполнение и способ его реализации:

[t1] t12] – общий и индивидуальный привод инструмента;
[t2] t22 t23 t24 t25 ... - кулачковый, кривошипно-ползунный, гидравлический,

[131] [132] - общий и индивидуальный привод приспособления.

[t41 t42 t43 t44 t45 ... - кулачковый, кривошипно-ползуновый, гидравлический, электрический, пневматический и другие виды привода приспособления.

При этом, вторая и четвертая совокупности морфологических признаков открыты для дальнейшего развития, так как возможно будут использоваться и другие системы привода.

Все вышеописанные морфологические признаки представим в матричном виде:

$$A_c = \begin{Bmatrix} q_{11}q_{12}q_{13}q_{14}\dots q_{1n} \\ q_{21}q_{22}q_{23}q_{24}\dots q_{2n} \\ q_{31}q_{32}q_{33}q_{34}\dots q_{3n} \\ \vdots \\ q_{71}q_{72}q_{73}q_{74}\dots q_{7n} \end{Bmatrix}, \quad A_n = \begin{Bmatrix} t_{11} & t_{12} & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} & t_{25} & \dots & t_{2n} \\ t_{31} & t_{32} & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{41} & t_{42} & t_{43} & t_{44} & t_{45} & \dots & t_{4n} \end{Bmatrix};$$

где A_c — матрица морфологических признаков связей между основными частями машин.

A_n – матрица морфологических признаков приводов инструмента и приспособления.

Синтез различных вариантов конструктивного исполнения связей и систем привода роторных машин с помощью матриц A_c и A_n осуществляется простым перебором вариантов, аналогично выбору вариантов структур машин (см. ф. 1). На рисунке 6 представлен вариант конструктивного исполнения роторной машины, полученный при помощи разработанной методики. Машина имеет индивидуальные быстросменные приводы инструмента и приспособления, установленные по цилиндрическим поверхностям, а также быстросменные инструмент и приспособление, устанавливающиеся непосредственно на системы привода. Схема структурного элемента данной машины представлена на рисунке 5а.

В ходе структурного синтеза роторных машин, матрицы морфологических признаков связей между основными частями машин и приводов инструмента и

приспособления следует составлять для конкретной, выбранной схемы структурного элемента, что позволит создавать машины, имеющие заданную структуру.

Таким образом, предложенная методика структурного анализа и синтеза машин непрерывного действия позволяет определить любое сочетание связей основных частей данных машин и различные варианты их конструктивного исполнения. Предложенная методика позволяет анализировать известные конструкции и синтезировать новые варианты структур машин данного типа с позиции возможности осуществления быстрой смены основных частей без останова транспортного движения. Методика структурного синтеза вариантов структурного элемента машин непрерывного действия, основанная на морфологическом анализе разработанной общей схемы структурного элемента данных машин, позволяет выявить 2187 вариантов структур машин. Разработанная методика может быть применена при создании новых машин непрерывного действия для выполнения различных технологических операций.

Список литературы: 1. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия.- Донецк: ДонНТУ, 2002.- 379 с. 2. Клусов И. А. Проектирование роторных машин и линий: Учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов.- М.: Машиностроение, 1990.- 320 с.; ил. 3. Матвиенко А. В., Ищенко А. Л., Коваленко Т. В. Гибкие технологические системы на базе роторных машин. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. трудов. Донецк: ДонГТУ, 2001, Вып. 9.- с. 190-195. 4. Золотухин В. И. Оптимизация структуры многоканальных частей автоматических роторных и роторно-конвейерных линий. // Безлюд. ротор. и гиб. технологии.- Тула: ТулПИ, 1987.- с. 30-39. 5. Кошкин Л. Н. Роторные и роторно-конвейерные линии.- М.: Машиностроение, 1986.- 320 с. 6. Настасенко В. О. Морфологічний аналіз – метод синтезу тисяч винаходів. – К.: Техніка, 1994.- 44стор.

Сдано в редакцию 16.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ТОЧНОСТЬ СИЛЫ ЗАЖИМА В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ.

Неочим А., Гаевски Я. (Политехнический институт, г. Люблин, Польша)

During the assembly of screw joints you should secure a tightness for the joint, which depends on axial force. Lack of industrial methods of an axial force direct control is the reason why it is done by indirect measurement of the torque used on screw element. The tolerance of turning force is defined by accuracy of calculated parameters which are the function of torque. There are two factors influencing the value of torque: the angle of tightening up the threaded fastener and its angle rigidity.

Simulation of a device working circumstances necessitates choosing the optimal speed of turning and tightening up which gives the maximal productivity at given tightening speed. In the real process circumstances the moment of inertia value of the power transmission and working elements influences the tightening phase. The article describes how this parameter influences the value of tightening angle and the influence of the working elements speed stabilization error on a change of tightening angle. The working process was analysed during one- and two-step tightening. The time of tightening optimal criteria with limits related to angular velocity of working elements are shown. The factors influencing the value of torsional rigidity of the threaded fastener are described in the article.

Во время монтажа резьбовых соединений следует обеспечить плотность соединения, которая зависит от величины осевой силы зажима. Допуск величины этой силы определяется точностью вычисленных параметров: величиной угла затяжки нарезной соединительной детали, а также её угловой жёсткостью, которые являются функцией крутящего момента. Моделирование работы рабочего устройства вызывает необходимость выбора оптимальной скорости ввинчивания и затягивания, обеспечивающей максимальную производительность при заданной точности затяжки.

В реальных условиях на фазу затяжки влияет также величина массового момента инерции элементов приводной системы и рабочей цепи. В статье показано влияние этого параметра на величину угла затяжки, а также влияние величины ошибки стабилизации скорости исполнительных элементов на изменение угла затяжки. Был проведён анализ работы устройства во время одно- и двухступенчатого затягивания, а также показан критерий оптимизации времени затяжки при ограничениях связанных с угловой скоростью исполнительных элементов.

Устройства, предназначенные для механизации (автоматизации) процесса ввинчивания нарезных соединительных деталей, дают возможность получить определённый – в пределах допуска – затягивающий момент. Величина этого момента зависит от механических свойств нарезной соединительной детали, в основном от величины угла затягивания $\varphi_{зат}$ и угловой жёсткости K . Затягивающий момент зависит также от величины момента сопротивления возникающего в приводной системе и рабочей цепи вкручивающей головки. В [1,2] проведён баланс моментов действующих в каждой фазе работы головки. Это дало возможность точно определить величину полезного момента, преобразуемого в работу затягивания, и величину момента сопротивления. В результате этих действий была создана математическая модель работы вкручивающей головки, а сформулированные алгоритмы конструкционного синтеза позволили сконструировать устройство, осуществляющее процесс затягивания в зависимости от требований по отношению к этому процессу и к устройству (время ввинчивания, стоимость головки) [2].

Целью выполненных исследований является разработка математической модели работы вкручивающей головки, позволяющих повысить качество затяжки резьбовых соединений и выполнить синтез конкретных конструкций устройств. В соответствии с поставленной целью в работе планируется решить следующие задачи:

- разработать математическую модель работы вкручивающей головки;
- выполнить исследование процессов затяжки резьбовых соединений для различных технологий;
- произвести анализ и синтез конструкций затяжных устройств.

Анализ процесса соединения нарезных деталей показал, что потребность в кинетической энергии преобразуемой в работу затягивания, кратковременная, а максимум кинетической энергии необходимой для соединения выступает только в фазе затягивания (закрепления резьбового соединения). Автоматическое осуществление циклов резьбового соединения требует, чтобы угловая скорость ни одного звена рабочей цепи и приводной системы в конце фазы затягивания не уменьшалась к величине равной нулю. Эти системы могут передать лишь определённое количество кинетической энергии необходимой для закрепления резьбового соединения. Чтобы сохранить непрерывность работы головки, после выполнения внешней работы, вся система должна накопить энергию и достичь угловой скорости равной скорости перед следующим циклом соединения. Выполнение этих предположений требует комплексного анализа функциональных зависимостей между приводной системой и

рабочей цепью, что в результате позволяет правильно подобрать приводной двигатель, зубчатую передачу, а также вращающиеся массы рабочей цепи.

Общее уравнение баланса моментов принимает вид:

$$M_{соп} + M_{сопг} + I\varepsilon = M_{эл},$$

где $M_{соп}$ - сумма моментов сопротивления в приводной системе и рабочей цепи;

$M_{сопг}$ - момент сопротивления ввинчивания нарезной соединительной детали;

I - массовый момент инерции элементов рабочей цепи и приводной системы; в фазах предварительного и свободного ввинчивания, а также затягивания момент этот передаётся на ввинчивающий наконечник и принимает величину $I_ц$; в фазе накопления энергии подвергается редукции на ось приводного двигателя и достигает значения $I_{цг}$,

$M_{эл}$ - электрический момент приводного двигателя,

ε - угловое ускорение ввинчивающего наконечника.

В фазе затягивания момент сопротивления ввинчивания принимает вид:

$$M_{созам} = M_c + \alpha\varphi,$$

$$\alpha = \arctg \frac{M_{зам} - M_c}{\varphi_{зам} - \varphi_c},$$

где $M_{зат}$ - затягивающий момент,

M_c - момент свободного ввинчивания,

φ_c - угол вращения ввинчивающего наконечника в конце фазы свободного ввинчивания,

$\varphi_{зат}$ - угол вращения ввинчивающего наконечника в конце фазы затягивания,

α - угол уклона характеристики приводного электродвигателя, описанный в координатах $M=f(\varphi)$.

Во время монтажа резьбовых соединений следует обеспечить определённую плотность стыков соединяемых элементов, которая является функцией осевой силы зажима. Из-за отсутствия промышленных методов непосредственного контроля этой силы, очень часто её величина измеряется путём измерения величины вращающего момента прикладываемого к нарезной соединительной детали во время затягивания. Моделирование работы рабочего устройства вызывает к этому необходимость выбора оптимальной скорости затягивания, обеспечивающей максимальную производительность монтажа при заданной точности величины затягивающего момента $M_{зат}$.

1. Воздействие угловой жёсткости.

Затягивающий момент можно записать как функцию угла затяжки нарезной соединительной детали $\varphi_{зат}$ и его угловой жёсткости K :

$$M_{зам} = K\varphi_{зам},$$

где $\varphi_{зат}$ - угол затяжки нарезной соединительной детали,

K - угловая жёсткость; постоянная установленная для конкретной нарезной соединительной детали.

Основной причиной неточности и нестабильности крутящего момента во время затягивания являются колебания угловой жёсткости нарезной соединительной детали,

вытекающие из изменения коэффициента трения на резьбе и опорной поверхности винта, а также неточность изготовления деталей для монтажа. По этой причине точность сохранения заданной силы Q во время промежуточного контроля момента $M_{зат}$ составляет $\pm 20\%$. И так, угловая жёсткость является составляющей восприимчивости нарезной соединительной детали и коэффициента трения на винтовой линии и под головкой болта.

В нарезных соединительных деталях определённого вида, одинаковых по геометрическим параметрам, суммарная восприимчивость изменяется незначительно. Эти изменения следуют из разных значений коэффициента трения на резьбе и опорной поверхности. Исходя из зависимости между затягивающим моментом и углом затягивания, можно записать:

$$Q = \frac{K \sum_{i=1}^H \varphi_i}{\pi d_m},$$

где φ_i - угол вращения винта во время i -ого цикла затягивания,
 d_m - средний диаметр совместной работы резьбовых поверхностей.
 Причём угловая жёсткость содержится в интервале:

$$K_{мин} \leq K \leq K_{макс}.$$

Разброс силы ввинчивания определяется формулой:

$$\Delta Q = \frac{\sum_{i=1}^H \varphi_i}{\pi d_m} \frac{K_{макс} - K_{мин}}{K_{макс} K_{мин}}.$$

2. Воздействие величины угла затягивания и скорости затягивания.

Проблема увеличения производительности монтажных процессов решается путём сокращения времени монтажных операций. В случае процесса ввинчивания нарезных соединительных деталей сокращается время t_c свободного ввинчивания, а также $t_{зат}$ затягивания. Эти изменения вызывают одновременное увеличение угловой скорости рабочего устройства. Анализируя фазу затягивания следует обратить внимание не только на явления происходящие в нарезной соединительной детали и её окрестности, но также на процесс торможения исполнительных элементов ввинчивающего устройства. В реальных условиях процесс торможения происходит во времени определённом массовым моментом инерции I_3 элементов устройства [2]:

$$I = f(\omega_k) = \left[\frac{K(\varphi_{зат} + \gamma)}{(\omega_1 - \frac{0.005 M_{зат} \omega_{ном}}{M_{ном} i_n^2})^2 - \omega_k^2} \right],$$

где ω_k - конечная скорость процесса ввинчивания,

I_3 - массовый момент инерции элементов приводной системы и рабочей цепи приведённый на ввинчивающий наконечник,

γ - угол расщепления предохранительной муфты ввинчивающего устройства,

ω_1 - скорость холостого хода приводного двигателя,

$\omega_{ном}$ - номинальная скорость приводного двигателя,

$M_{ном}$ - номинальный момент приводного двигателя,

i_n - передаточное число зубчатой передачи в ввинчивающем устройстве,

$M_{зат}$ - затягивающий момент.

Влияние массового момента инерции элементов приводной системы и рабочей цепи, приведённый на ввинчивающий наконечник устройства, вызывает помехи угла затягивания пропорциональные углу торможения α_t . В большинстве случаев динамические свойства приводных систем ввинчивающих устройств можно описать выражением: [2,3]

$$\alpha_m = \int_0^\infty \omega_n e^{-\tau t} dt = \omega_n \tau, \quad (1)$$

где τ - постоянная времени приводного электродвигателя,

ω_n - угловая скорость начала процесса ввинчивания.

Повышения точности затягивания можно достичь принимая новый угол затягивания $\varphi'_{зат}$ равен:

$$\varphi'_{зат} = \varphi_{зат} + \alpha_m.$$

Принимая угол затягивания $\varphi_{зат}$ получаем изменение угла торможения $\Delta\alpha_t$ пропорциональное значению $\delta(t)$ ошибки стабилизации скорости ω_n исполнительных элементов:

$$\Delta\alpha_m = \delta \omega_n \tau_m,$$

где m - кратность постоянной времени τ .

Из выражения (1) следует, что допускаемая скорость устройства $\omega_{н макс}$, при которой достигаем необходимой точности затягивания, может выражаться формулой:

$$\omega_{н макс} = \frac{\Delta\alpha_{т макс}}{\delta \tau_m};$$

где $\Delta\alpha_{т макс}$ - максимальная допускаемая ошибка угла торможения.

Если принять одноступенчатый цикл работы (рис.1), тогда время свободного ввинчивания и затягивания определяем [2,4]:

$$t = \frac{\varphi_c}{\omega_{н макс} (1 + \delta)} + \frac{\varphi_{зат} + \omega_{н макс} \tau (1 + \delta)}{\omega_{н макс} (1 + \delta)} + \tau_m,$$

Время фазы предварительного ввинчивания по отношению ко времени очередных фаз работы устройства имеет очень малое значение, так что можно его не учитывать. В случае, когда требуется высокая точность затягивания, а также с целью расширения области применения ввинчивающего устройства, следует применить многоступенчатый цикл ввинчивания – рис.2. Так как скорость исполнительных элементов стабилизируется с определённой ошибкой δ , углы вращения нарезной соединительной детали в конце фазы затягивания $\varphi_{зат}$ и накопления энергии $\varphi_{аз}$ вычисляем по уравнению стабилизации скорости [3] в первом цикле затягивания. При таком предположении принимаем, что при скорости затягивания ω_n угол $\varphi_{зат2}=0$, тогда:

$$\varphi_{зам1}(\delta) = \varphi_{зам} - \varphi_{аз1}(\delta) - \varphi_{аз2},$$

$$\varphi_{аз2} = \omega_n \tau_m,$$

Принимая невыгодный случай, когда стабилизация угловой скорости происходит в последнем цикле затягивания, можем записать выражение для определения приращения угла накопления энергии $\Delta\varphi_{аз}$:

$$\Delta\varphi_{аз1} = 2\delta[(\omega_n - \omega_{к1})\tau + \omega_n \tau_m],$$

Тогда время завинчивания и затягивания записываем:

$$t = \frac{\varphi_c + \varphi_{зам}}{\omega_n(1-\delta)} - \frac{1+\delta}{1-\delta} \tau + \frac{\tau\omega_{к1}[(1+\delta)(m-1)-m]}{\omega_c(1-\delta)} + \frac{2\delta\tau\omega_n}{\omega_1(1-\delta)} + \frac{2\delta\tau(m-1)}{1-\delta} + 2\tau_m, \quad (2)$$

Выражение (2) для определённого вида нарезных соединительных деталей и типа электродвигателя является функцией двух переменных ω_n и $\omega_{к1}$. Чтобы определить точку возможного экстремума, следует выбрать из технических ограничений максимальное значение скорости $\omega_{к1}$ выключения исполнительного элемента. Тогда оптимальная скорость завинчивания:

$$\omega_{н опт} = \sqrt{\frac{(\varphi_c + \varphi_{зам1} + \varphi_{зам2} + \varphi_{аз1})\omega_{к1} + [(1+\delta)(m-1)-m]\tau\omega_{к1}^2}{2\delta\tau}}. \quad (3)$$

Полученные значения оптимальной скорости начала процесса ввинчивания (3), а также максимальная скорость выключения $\omega_{к1}$ могут в дальнейшем служить для расчётов производительности ввинчивающего устройства при сохранении условий необходимой точности затягивания.

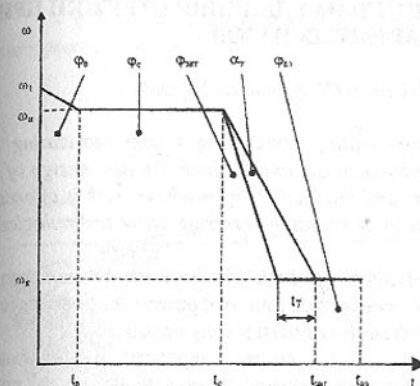


Рис.1. Одноступенчатый ход процесса ввинчивания.

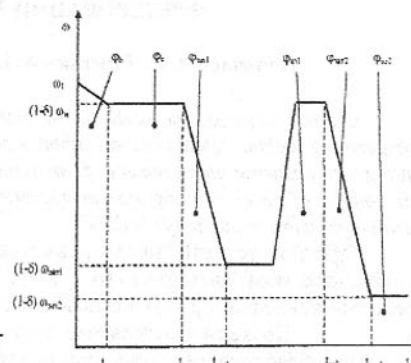


Рис.2. Двухступенчатый ход процесса затягивания. 1,2 – номера очередных затягивающих циклов

ω – угловая скорость процесса ввинчивания нарезной соединительной детали, φ – угол вращения нарезной соединительной детали, t – время процесса ввинчивания, t_b – время предварительного ввинчивания, t_c – время свободного ввинчивания, $t_{зат}$ – время затягивания, t_r – время торможения, $t_{аз}$ – время накопления энергии, ω_1 – угловая скорость холостого хода, ω_n – угловая скорость начала процесса ввинчивания, $\omega_{к1}$ – угловая скорость конца процесса ввинчивания, φ_b – угол вращения нарезной соединительной детали в конце фазы предварительного ввинчивания, φ_c – угол вращения нарезной соединительной детали в конце фазы свободного ввинчивания, $\varphi_{зат}$ – угол вращения нарезной соединительной детали в конце фазы затягивания, $\varphi_{аз}$ – угол вращения нарезной соединительной детали в конце фазы накопления энергии, α_t – угол торможения.

Список литературы: 1. Nieoczym A., Wituszyński K. – Synteza konstrukcyjna impulsowej głowicy wkręcającej, Technologia i Automatyzacja Montażu nr 3, 1998, s. 15-18. 2. Nieoczym A. – Modelowanie procesu wkręcania łączników gwintowych – Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, vol. 20, nr 2, 2000, s. 121-131. 3. Николаев В.А., Стариков А. – Повышение производительности резьбовзвёртывающего модуля при заданной точности затяжки – Вестник Машиностроения 5 1991, с. 21-28.

Сдано в редакцию 21.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

РАЗРАБОТКА И МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАКРЫТЫХ ПАЗОВ

Нечепасев В. Г., Гнисько А. Н. (ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

On the basis of the analysis of existing cutting tools designs with lubricating – refrigerating technological medium submission by channels in their body the new design of a cutting tool ensuring improvement of the quality and productivity of machine work is offered. The model of swaft deleting system operation by lubricating – refrigerating technological medium pressure head sprays is done.

Одним из условий высокопроизводительной и точной обработки закрытых пазов (Т-образных, типа "ласточкин хвост" и др.) и лабиринтов при их фрезеровании является предотвращение повторного попадания отделяемой стружки в зону резания.

Поскольку отделяемая стружка может иметь твердость, значительно большую обрабатываемого материала (вследствие наклепа и закаливания), то при повторном попадании ее в зону резания в этом случае имеет место аварийный износ и разрушение лезвий фрезы. Это приводит к снижению ресурса инструмента, уменьшению точности обработки, повышению шероховатости обрабатываемых поверхностей и увеличению затрат энергии.

Очевидным решением проблемы является своевременное удаление отделяемой стружки из зоны резания. Однако, до настоящего времени эффективные средства принудительного удаления стружки из зоны резания при фрезеровании закрытых пазов и лабиринтов не разработаны, а исследования, направленные на их создание, не установлены.

В то же время, применительно к другим видам обработки такие средства известны и применяются достаточно широко [1]. Так, при глубоком сверлении применяется принудительное удаление стружки из рабочей зоны при помощи напорной подачи смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС) в зону резания по осевому каналу в теле сверла. Известны конструкции протяжек и резцов с внутренними каналами для подачи СОТС с целью охлаждения инструмента и удаления стружки из рабочей зоны. Применяется также подача СОТС через поры в теле шлифовального круга для очистки инструмента и охлаждения зоны резания.

Изложенное определяет актуальность создания эффективных средств принудительного удаления стружки при помощи напорной подачи СОТС применительно к фрезерованию закрытых пазов и лабиринтов.

Такой подход не противоречит основным тенденциям развития современного автоматизированного машиностроительного производства, характеризующегося в том числе и расширением области применения СОТС. Этот процесс сопровождается как совершенствованием самих СОТС (химического состава, соотношения компонентов смеси и др.), так и приданием СОТС дополнительных функций – силового воздействия на обрабатываемые поверхности и режущие инструменты. Концепция комплексного использования СОТС в условиях автоматизированного производства [2] предусматривает одновременное решение широкого круга задач при помощи СОТС – смазки и охлаждения зоны резания, очистки базовых поверхностей заготовок и инструментов, улучшения параметров состояния поверхностного слоя обрабатываемых поверхностей, удаления стружки из зоны резания и др.

Анализ возможных конструкций устройств для принудительного удаления стружки из рабочей зоны при фрезеровании закрытых пазов приводит к двум основным схемам:

- с расположением устройств подачи напорных струй СОТС вне режущего инструмента – схема I (рис. 1);

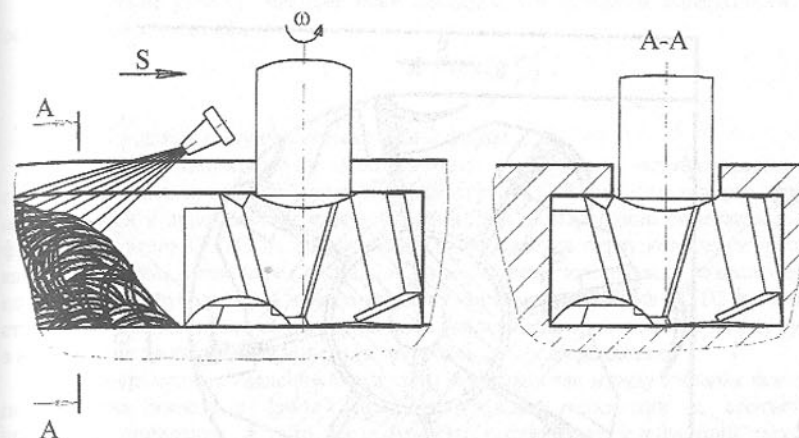


Рис. 1. Расположение устройств подачи напорных струй СОТС по схеме I

- с подачей СОТС для формирования напорных струй по каналам в теле режущего инструмента – схема II (рис. 2).

Устройства первого типа (рис.1) рассмотрены в [3] (физическая и математическая модели и др.). Общим недостатком устройств такого типа является значительное удаление источника гидравлической энергии (насадков, излучающих напорные струи СОТС) от объекта, на который он должен воздействовать – отделенной стружки, расположенной вблизи зоны резания. Это обуславливает повышенные параметры источника гидравлической энергии (значительные давление и расход).

Для устранения этого недостатка разработан режущий инструмент с непосредственной подачей напорных струй СОТС в зону резания при фрезеровании закрытых пазов (рис. 2).

В корпусе 1 фрезы для обработки Т-образных пазов выполнены каналы 3 с насадками 4, расположенные у ножек зубьев 2 вне их затылков и направленные на переднюю поверхность этих же зубьев 2. Оси насадков 4 отклонены на угол α от передней поверхности зубьев 2 фрезы и ориентированы касательно к их режущим кромкам. По высоте инструмента H у ножек зубьев 2 вне их затылков расположены каналы 3 с насадками 4 для подачи напорных струй СОТС с целью удаления стружки 10 из пространства между зубьями 2 и охлаждения их передней поверхности.

Количество каналов 3 с насадками 4 принимается исходя из условия полного охвата передней поверхности зубьев 2 инструмента струями СОТС:

$$N \leq \frac{H}{2(l \cdot \tan \beta + r)},$$

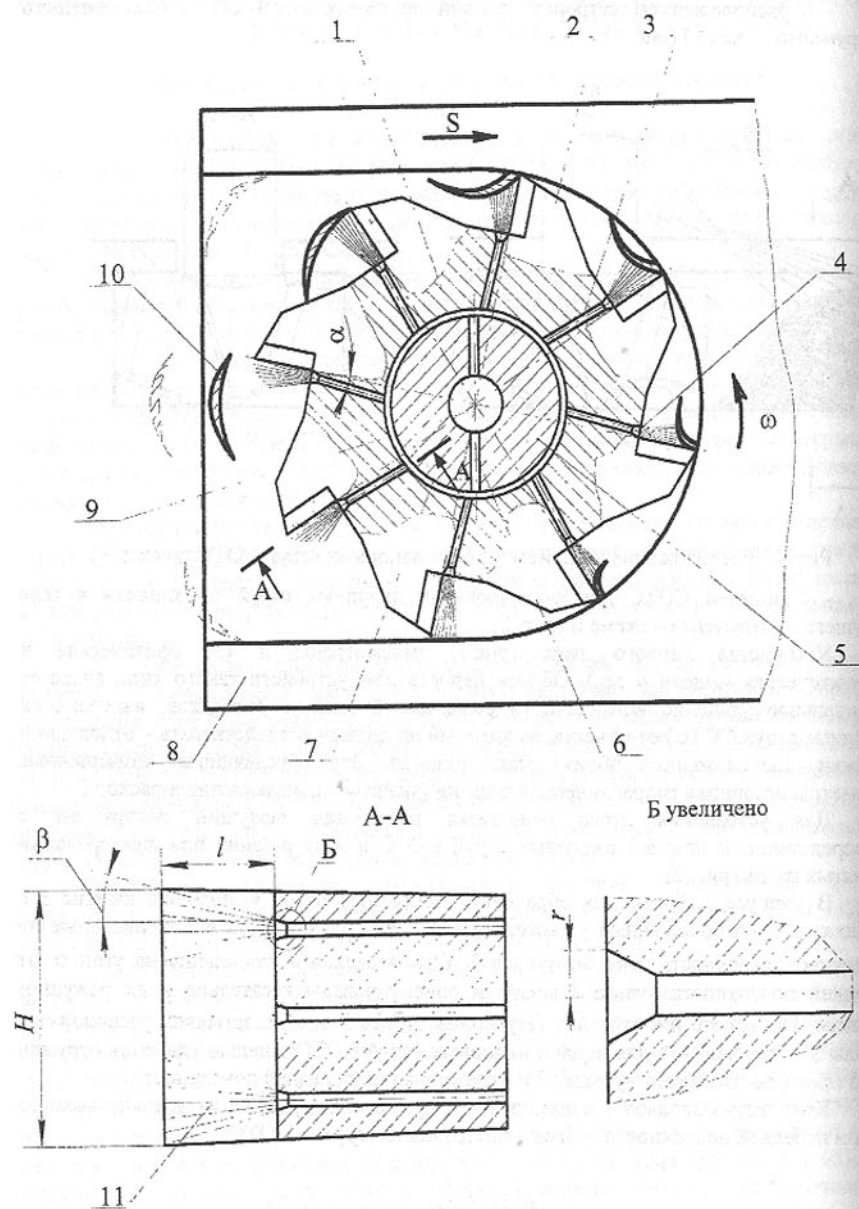


Рис. 2. Фреза для обработки Т-образных пазов по схеме II: 1 – корпус; 2 – зуб; 3 – канал; 4 – насадок; 5 – оправка; 6 – радиальный канал оправки; 7 – кольцевая полость; 8 – обрабатываемая заготовка; 9 – осевой канал; 10 – стружка; 11 – струя СОТС

где r – внешний радиус конуса насадка 4;

β – угол конуса насадка 4.

Значение угла α наклона осей насадков 4 к передней поверхности зубьев 2 определяется по зависимости:

$$\alpha = \arctg r/l,$$

где l – длина режущей кромки зуба 2 фрезы.

При функционировании предлагаемого инструмента осуществляется силовое гидродинамическое воздействие напорных струй СОТС на отделенную стружку 10, находящуюся в пространстве между зубьями 2, и на переднюю поверхность зубьев 2 фрезы. Для этого СОТС по осевому каналу 9 подается через кольцевую полость 7 в каналы 3 фрезы, затем через насадки 4 на переднюю поверхность каждого зуба 2 и в полость между зубьями 2. Силовое воздействие напорных струй СОТС на отделенную стружку 10 обеспечивает ее своевременное удаление из пространства между зубьями 2, а воздействие на переднюю поверхность зубьев 2 – их охлаждение.

Своевременное удаление стружки из пространства между зубьями исключает ее перемещение вместе с фрезой при вращательном движении и, соответственно, повторное попадание в зону резания. Это определяет следующий технический результат:

- исключение повышенного износа кромок зубьев режущего инструмента и их поломку, а следовательно повышение стойкости режущего инструмента. Повышение стойкости режущего инструмента в свою очередь определяет возможность повышения производительности обработки в связи с уменьшением затрат вспомогательного времени на переточку и смену инструмента, а также в связи с возможностью повышения режимов резания;

- предотвращение повреждения (микрорезания закаленной стружкой) обрабатываемых поверхностей заготовки, а следовательно повышение их качества.

Полный охват передней поверхности зубьев струями СОТС обеспечивает их эффективное охлаждение непосредственно в процессе резания.

Таким образом, рассматриваемый режущий инструмент позволяет повысить качество обрабатываемой поверхности, стойкость режущих элементов фрезы и производительность обработки.

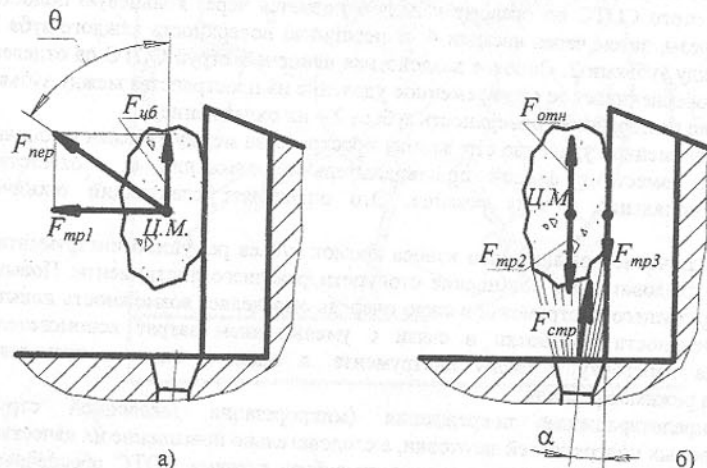
В процессе обработки заготовки между зубьями фрезы скапливается значительное количество стружки. Отдельные частицы стружки, расположенной между зубьями фрезы и в пространстве паза, сцепляются между собой и образуют тело, конфигурация которого, размеры и плотность ($0,15-0,60 \text{ т/м}^3$ – для стальной стружки, $1-2 \text{ т/м}^3$ – для чугунной стружки) зависят от конкретных условий обработки и материала заготовки. Такое тело, подлежащее перемещению в результате силового воздействия напорных струй СОТС, в дальнейшем будем называть телом волочения.

Силовое гидродинамическое воздействие струй СОТС позволяет не только удалить тело волочения из полостей между зубьями инструмента, но и переместить его на определенное расстояние по пазу. Очевидно, что необходимое значение этого параметра следует определять исходя из условия исключения подпора, который приводит к повторному попаданию стружки в зону резания. Для определения рациональных параметров гидродинамического воздействия необходима разработка соответствующей математической модели.

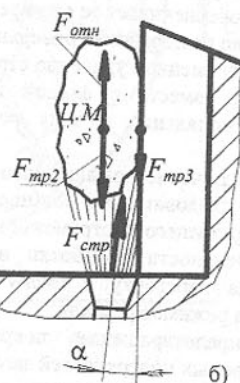
Рассмотрим процесс движения тела волочения как результат воздействия на него напорных струй СОТС и других возникающих в рассматриваемой системе сил. В этом случае тело волочения совершает сложное движение, которое можно рассматривать как сумму переносного и относительного движений. В переносном движении тело волочения перемещается вместе с фрезой в ее вращательном движении. В относительном движении тело волочения перемещается вдоль передней поверхности зуба в результате гидродинамического силового воздействия струи СОТС.

В переносном движении на тело волочения действуют следующие силы (рис. 3а):

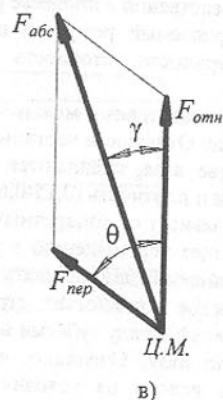
- центробежная сила $F_{цб}$, возникающая при вращении фрезы;
- сила сопротивления перемещению тела волочения по нижней поверхности паза,



а)



б)



в)

Рис. 3. Схемы приложения сил, действующих на тело волочения в его: а) переносном движении; б) относительном движении; в) абсолютном движении $F_{мп1}$.

Согласно расчетной схеме (рис. 3а) суммарная сила, действующая на тело волочения в его переносном движении

$$F_{пер} = \sqrt{F_{цб}^2 + F_{мп1}^2}. \quad (1)$$

Центробежная сила

$$F_{цб} = m \cdot v^2 / r, \quad (2)$$

где m – масса тела волочения;

v – линейная скорость перемещения тела волочения во вращательном движении;

r – расстояние от оси вращения фрезы до центра масс рассматриваемого тела волочения.

Сила сопротивления перемещению тела волочения по нижней поверхности паза

$$F_{мп1} = m \cdot g \cdot f_{мп1}, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения;

$f_{мп1}$ – коэффициент сопротивления перемещению тела волочения по нижней поверхности паза.

С учетом (2) и (3) выражение (1) принимает вид

$$F_{пер} = m \cdot \sqrt{v^4 / r^2 + g^2 \cdot f_{мп1}^2}.$$

Угол наклона вектора θ , согласно рис. 3а, определяется по следующей зависимости

$$\theta = \arccos(F_{цб} / F_{пер}).$$

В относительном движении на тело волочения действуют силы (рис. 3б):

- сила гидродинамического воздействия струи $F_{стр}$, направленная под углом α к передней поверхности зуба фрезы. Значение $F_{стр}$ определяется параметрами напорной установки для подачи СОТС;

- сила сопротивления перемещению тела волочения по нижней поверхности паза $F_{мп2}$;

- сила сопротивления перемещению тела волочения по передней поверхности зуба фрезы $F_{мп3}$.

Суммарная сила, действующая на тело волочения в его относительном движении

$$F_{отн} = F_{стр} - F_{мп2} - F_{мп3}, \quad (4)$$

где F'_{cmp} – проекция силы гидродинамического воздействия струи на направление перемещения тела волочения в его относительном движении (на переднюю поверхность зуба фрезы).

Здесь

$$F'_{cmp} = F_{cmp} \cdot \cos \alpha. \quad (5)$$

Сила сопротивления перемещению тела волочения по нижней поверхности паза

$$F_{mp2} = m \cdot g \cdot f_{mp1}. \quad (6)$$

Сила сопротивления перемещению тела волочения по передней поверхности зуба фрезы

$$F_{mp3} = m \cdot g \cdot f_{mp1} \cdot f_{mp2}, \quad (7)$$

где f_{mp2} – коэффициент сопротивления перемещению тела волочения по передней поверхности зуба фрезы.

С учетом (5), (6) и (7) выражение (4) принимает вид

$$F_{отн} = F_{cmp} \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot f_{mp1} (1 + f_{mp2}).$$

Суммарная сила, действующая на тело волочения в его абсолютном движении

$$\bar{F}_{abc} = \bar{F}_{неp} + \bar{F}_{отн}.$$

Согласно схеме, приведенной на рис.3в, а также после некоторых преобразований получаем

$$F_{abc} = \sqrt{m^2 \cdot \left(\frac{v^4}{r^2} + g^2 \cdot f_{mp1}^2 \right) + (F_{cmp} \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot f_{mp1} \times \\ \times (1 + f_{mp2})) \cdot ((F_{cmp} \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot f_{mp1} (1 + f_{mp2})) + \\ + 2 \cdot \cos \theta \cdot m \cdot \sqrt{\frac{v^4}{r^2} + g^2 \cdot f_{mp1}^2})}. \quad (8)$$

Угол γ между передней поверхностью зуба фрезы и направлением перемещения тела волочения в результате силового воздействия струи СОТС

$$\gamma = \arctan \frac{\sin \theta \cdot \sqrt{\frac{v^4}{r^2} + g^2 \cdot f_{mp1}^2}}{F_{cmp} \cdot \cos \alpha / m - g \cdot f_{mp1} \cdot (1 + f_{mp2}) + \cos \theta \cdot \sqrt{\frac{v^4}{r^2} + g^2 \cdot f_{mp1}^2}}. \quad (9)$$

Значение m определяется объемом снимаемого припуска и обуславливается выбором значений режимных параметров – подачи инструмента и частоты его вращения.

Значение F_{cmp} определяется по зависимости

$$F_{cmp} = 2 \cdot Q_n^2 \cdot \rho_0 / (\pi \cdot \mu^2 \cdot d_0^2),$$

где Q_n – расход жидкости;

ρ_0 – начальное (у насадка) значение плотности рабочей жидкости;

μ – коэффициент расхода насадка (справочная величина);

d_0 – диаметр отверстия насадка.

Установив значения F_{abc} и γ по зависимостям (8) и (9), можно определить траекторию перемещения тела волочения, состоящего из отделенной стружки, как внутри инструмента, так и вне его.

Аналогично решается и обратная задача – определение потребных значений параметров напорной установки исходя из требуемой траектории перемещения тела волочения.

Выводы.

1. Разработана конструкция режущего инструмента, обеспечивающая эффективное удаление стружки из рабочей зоны при фрезеровании закрытых профильных пазов за счет подачи напорных струй СОТС, а также охлаждение передней поверхности зубьев. Это обуславливает возможность повышения производительности обработки, качества обрабатываемых поверхностей и стойкости режущего инструмента.

2. Разработаны расчетная схема, математическая модель и методика, позволяющие определять рациональные значения конструктивных параметров инструмента и режимных параметров напорной установки для подачи СОТС.

Список литературы: 1. Власов А. Ф. Удаление пыли и стружки от режущих инструментов – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с. 2. Нечепав В. Г., Гнистько А. Н. Концепция САПР комплексного использования СОТС в автоматизированном производстве / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып. 24. – С. 120 – 128. 3. Нечепав В. Г., Гнистько А. Н. Разработка математической модели удаления стружки напорными струями СОТС при фрезеровании Т-образных пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. Вып. 21. – С.146-150.

Сдано в редакцию 15.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АФФИННЫХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СБОРКИ НА АВТОМАТИЧЕСКОМ СБОРОЧНОМ РОТОРЕ

Ольховская О.О., Ищенко А.Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The designing of technological system is conducted on the basis of the chosen basic circuit. According to the circuit elements of technological system and their components during assembly move from each other. At research of processes of assembly of products and at the mathematical description of the spatial attitudes of elements of technological system there is a problem of the description of movement of collected products. In clause this problem is decided with the help of affin transformations.

Процесс сборки является одним из наиболее трудоемких процессов в машиностроении, причем уровень автоматизации, по сравнению с механической обработкой намного ниже [1]. Полуавтоматическая и автоматическая сборка составляет всего 5% от общей трудоемкости сборочных работ в машиностроении [1,2,3].

Для деталей мелких и средних типоразмеров технологический процесс сборки и сопутствующие операции (окраски, сушки, контроля и др.) при массовом производстве целесообразно осуществлять на автоматических роторных машинах.

Вопросам сборки на автоматических роторных машинах посвящены ряд работ [2,3], но не в одной из них не рассматривается контроль сборки с позиции отслеживания положения детали в роторе в каждый момент времени.

Целью настоящей работы является осуществление контроля положения деталей при сборке при помощи аффинных преобразований координат.

Рассмотрим элемент технологического модуля – блок технологического воздействия (БТВ), в который поступило две детали и идет процесс сборки. Возникает система “БТВ – деталь – деталь” и три системы координат, принадлежащие соответственно трем элементам системы (рис.1).

Для описания процесса сборки необходимо привести эти системы координат к одной. Изменяющиеся при движении во времени координаты, любой точки, например точки О (рис.1), в системе координат базовой детали (детали к которой присоединяют другие детали) имеют вид следующего вектор - столбца:

$$r_{O\delta} = \begin{pmatrix} x_{\delta} \\ y_{\delta} \\ z_{\delta} \\ t_{\delta} \end{pmatrix},$$

где $x_{\delta}, y_{\delta}, z_{\delta}$ - однородные координаты т.О в системе координат базовой детали;

t_{δ} - функция времени.

Изменяющиеся во времени координаты, любой точки, например точки О (см. рис.1), в системе координат базовой детали имеют вид следующего вектор - столбца:

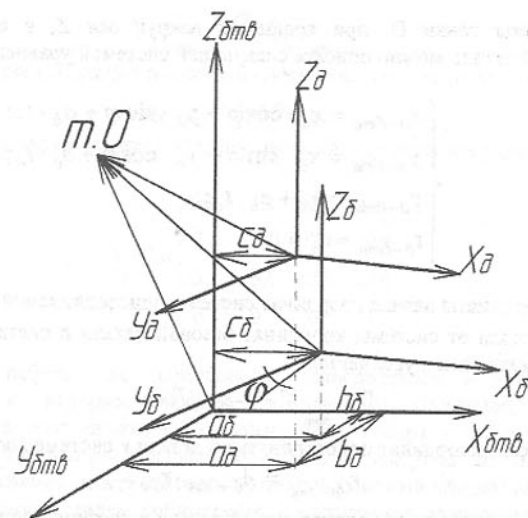


Рис.1. Расположение систем координат базовой детали и присоединяемой детали в системе координат блока технологического воздействия

$$r_{O\delta} = \begin{pmatrix} x_{\delta} \\ y_{\delta} \\ z_{\delta} \\ t_{\delta} \end{pmatrix},$$

где $x_{\delta}, y_{\delta}, z_{\delta}$ - однородные координаты точки О в системе координат присоединяемой детали;

t_{δ} - функция времени.

Для описания координат деталей в системе координат БТВ применим аффинные преобразования пространства.

Координаты точки О, при вращении вокруг оси Z, в системе координат базовой детали можно описать системой уравнений:

$$\begin{cases} x_{\delta-\delta m\delta} = x_{\delta} \cdot \cos \varphi - y_{\delta} \cdot \sin \varphi + a_{\delta} \cdot t_{\delta}; \\ y_{\delta-\delta m\delta} = x_{\delta} \cdot \sin \varphi + y_{\delta} \cdot \cos \varphi + b_{\delta} \cdot t_{\delta}; \\ z_{\delta-\delta m\delta} = z_{\delta} + c_{\delta} \cdot t_{\delta}; \\ t_{\delta-\delta m\delta} = t_{\delta} = 1. \end{cases}$$

Здесь a, b, c - координаты начала координат системы базовой детали.

Координаты точки O , при вращении вокруг оси Z , в системе координат присоединяемой детали можно описать следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} x_{\delta-бтв} = x_{\delta} \cdot \cos \varphi - y_{\delta} \cdot \sin \varphi + a_{\delta} \cdot t_{\delta}; \\ y_{\delta-бтв} = x_{\delta} \cdot \sin \varphi + y_{\delta} \cdot \cos \varphi + b_{\delta} \cdot t_{\delta}; \\ z_{\delta-бтв} = z_{\delta} + c_{\delta} \cdot t_{\delta}; \\ t_{\delta-бтв} = t_{\delta} = 1, \end{cases}$$

где a, b, c - координаты начала координат системы присоединяемой детали.

Для перехода от системы координат базовой детали к системе координат БТВ воспользуемся матричным уравнением:

$$r_{O_{\delta-бтв}} = A_{\delta-бтв} \cdot r_{O_{\delta}}, \quad (1)$$

а от системы координат присоединяемой детали к системе координат БТВ -

$$r_{O_{\delta-бтв}} = A_{\delta-бтв} \cdot r_{O_{\delta}}. \quad (2)$$

Переход от системы координат любой детали к системе координат БТВ опишем матрицей перехода:

$$A_{i-бтв} = \begin{pmatrix} a11 & a12 & a13 & a14 \\ a21 & a22 & a23 & a24 \\ a31 & a32 & a33 & a34 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Здесь $A_{i-бтв}$ - матрица перехода от системы координат i -ой детали к системе координат БТВ.

При переходе от блока технологического воздействия к ротору необходимо описать положение деталей в системе координат ротора (рис. 2).

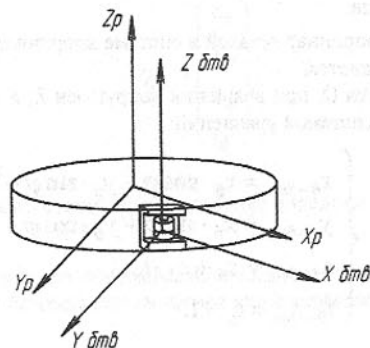


Рис. 2. Положение системы координат БТВ в системе координат ротора
Уравнение аффинного преобразования координат точки O_{δ} в системе координат ротора запишем в виде:

$$r_{O_{\delta-рот}} = C \cdot r_{O_{\delta-бтв}} \quad (3)$$

Преобразование координат точки O_{δ} в системе координат ротора имеет вид:

$$r_{O_{\delta-рот}} = C \cdot r_{O_{\delta-бтв}} \quad (4)$$

где C - матрица перехода от систем координат деталей к системе координат ротора:

$$C = \begin{pmatrix} c11 & c12 & c13 & c14 \\ c21 & c22 & c23 & c24 \\ c31 & c32 & c33 & c34 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

В процессе работы идет совмещение транспортного и технологического движения, каждое из которых является сложным [4]. Например, транспортное движение состоит из ротации вокруг оси сборочного ротора, а также трансляции в поперечной плоскости ротора при подаче в БТВ и выгрузке из него деталей. Технологическое движение может состоять из одного (частный случай) или нескольких движений, обусловленных видом собираемого соединения и кинематической схемой БТВ.

Трансляция может быть представлена следующей матрицей [5,6]:

$$C_{mp} = \begin{pmatrix} R \cdot \cos \delta \\ R \cdot \cos \psi \\ R \cdot \cos \omega \\ 1 \end{pmatrix}$$

где R - длина вектора перехода из системы координат БТВ в систему координат ротора (т.е. радиус ротора)

δ, ψ, ω - углы переноса, определяющие направление перехода.

Описание ротаций вокруг осей OX, OY, OZ представим в виде матриц [4]:

- ротацию вокруг оси OZ :

$$C_{\alpha z} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

- ротацию вокруг оси OX :

$$C_{\alpha x} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \mu & -\sin \mu & 0 \\ 0 & \sin \mu & \cos \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

— ротация вокруг оси OY:

$$C_{oy} = \begin{vmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & -\cos \beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

где α, β, μ — углы Эйлера.

Сложное движение, состоящее из ротации и трансляции, можно описать матричным уравнением:

$$D = C_{ox} \cdot C_{oy} \cdot C_{oz} \cdot C_{mp} = \quad (5)$$

$$\begin{vmatrix} (\cos \beta \cdot \cos \alpha - \sin \beta \cdot \sin \alpha) \cdot R \cdot \cos \delta + (-\cos \beta \cdot \sin \alpha - \sin \beta \cdot \cos \alpha) \cdot R \cdot \cos \psi & \\ (-\sin \mu \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha + (\cos \mu \cdot \sin \mu \cdot \sin \beta) \cdot \sin \alpha) \cdot R \cdot \cos \delta + & \\ + (\sin \mu \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha + (\cos \mu \cdot \sin \mu \cdot \sin \beta) \cos \alpha) \cdot R \cdot \cos \psi & \\ (\cos \mu \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha + (-\sin \mu + \cos \mu \cdot \sin \beta) \cdot \sin \beta \cdot R \cdot \cos \delta + & \\ + (-\cos \mu \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha) + (-\sin \mu + \cos \mu \cdot \sin \beta) \cdot \cos \alpha & \end{vmatrix} \cdot R \cdot \cos \psi$$

1

Вывод: описание положения сборочных элементов в блоках технологического воздействия и роторе с помощью выражений (1)...(4) позволяет отследить их положение в любой момент времени, что дает возможность контролировать процесс сборки. Полученный результат в дальнейшем будут использоваться для разработки автоматизированных систем управления маршрутизацией деталей в процессе сборки на автоматических роторных машинах.

Список литературы: 1. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1980. — 592 с. 2. Лебедевский М.С., Вейц В.Л. Федотов А.И. Научные основы автоматической сборки. — Л.: Машиностроение, 1985 — 316 с. 3. Косилов В.В. Технологические основы проектирования сборочного оборудования. М., «Машиностроение», 1976 г. — 248 с. 4. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем: Дис...д-ра техн. Наук. — Харьков: ХПИ, 1992. — 498 с. 5. Отображение аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. Перепелица Б.А. Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1981.-152 с. 6. Александров П.С. Лекции по аналитической геометрии. М.: Наука, 1968.-912 с.

Сдано в редакцию 30.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ОПТИМАЛЬНОГО СИНТЕЗА ЦЕПНОГО ПРИВОДА ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

Пилипенко О.И., Ильин Д.А. (ЧГТУ, г. Чернигов, Украина)

Result of the solution of a set of equations depicting motion of a multimass chain drive with taking into account of moment on the arbor of leading mass, drag torque and damping is the dynamic force accepted by the most loaded leading branch of a chain contour. It enables of the scientifically well-grounded selection of polymer chains, not using ungrounded strength factors. The comparative oscillograms of dynamic loads in a leading branch of a chain drive equipped with metallical and polymer chains are adduced.

Введение. Большинство машин требует усовершенствования их приводов, в частности цепных, с целью снижения материалоемкости и энергетических затрат на разгон и торможение ведомых деталей. Одним из главных направлений достижения этой цели является переход на полимерные композиты для изготовления деталей машин.

Актуальность проблемы состоит в том, что в результате изменения материала изменяются упругие, инерционные и демпфирующие параметры динамической системы, что ведет к необходимости изменения расчетов, традиционных для металлических цепных приводов.

Снижение динамических нагрузок, контактных напряжений и изнашивания достигается применением полимерных и металлополимерных звездочек и цепей, однако, изменение упругих, инерционных и демпфирующих параметров в результате их использования приводит к несогласованности колебательной системы цепной передачи и сдвига резонансных зон частот вращения.

Основное содержание и результаты работы. Исходя из уравнения Лагранжа 2-го рода, уравнения движения при пуске многомассовой высокочастотной системы [1], в виде которой представляется цепная передача (рис.1), в случае возбуждения ее полигональным эффектом звездочек, записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\phi}_1 + \eta(\dot{\phi}_1 R_1 - \dot{\phi}_2 R_2) R_1 + c_{1,2}(\phi_1 R_1 - \phi_2 R_2) R_1 + \eta(\dot{\phi}_1 R_1 - \dot{\phi}_n R_n) R_1 + \\ + c_{1,n}(\phi_1 R_1 - \phi_n R_n) R_1 = -c_{1,2}(S_{x1} - S'_{x2}) R_1 - c_{1,n}(S'_{x1} - S_{xn}) R_1 + M_{\partial}; \\ I_i \ddot{\phi}_i + \eta(\dot{\phi}_i R_i - \dot{\phi}_{i-1} R_{i-1}) R_i + c_{i-1,i}(\phi_i R_i - \phi_{i-1} R_{i-1}) R_i + \eta(\dot{\phi}_i R_i - \dot{\phi}_{i+1} R_{i+1}) R_i + \\ + c_{i,i+1}(\phi_i R_i - \phi_{i+1} R_{i+1}) R_i = -c_{i-1,i}(S'_{xi} - S_{xi-1}) R_i - c_{i,i+1}(S_{xi} - S'_{xi+1}) R_i; \\ I_n \ddot{\phi}_n + \eta(\dot{\phi}_n R_n - \dot{\phi}_{n-1} R_{n-1}) R_n + c_{n-1,n}(\phi_n R_n - \phi_{n-1} R_{n-1}) R_n + \eta(\dot{\phi}_n R_n - \dot{\phi}_1 R_1) R_n + \\ + c_{n,1}(\phi_n R_n - \phi_1 R_1) R_n = -c_{n-1,n}(S'_{xn} - S_{xn-1}) R_n - c_{n,1}(S_{xn} - S'_{x1}) R_n - M_C, \end{aligned} \quad (1)$$

где $i = 2, 3, 4, \dots, n-1$; $I_1, \dots, I_n$ — приведенные моменты инерции вращающихся масс, (звездочек); $c_{1,2}, \dots, c_{i,i+1}, \dots, c_{n,1}$ — жесткости соответствующих ветвей цепного контура; $R_1, \dots, R_i, \dots, R_n$ — радиусы расположения концевых шарниров цепного контура на звездочках; $S_{x1}, \dots, S_{xi}, \dots, S_{xn}, S'_{x1}, \dots, S'_{xi}, \dots, S'_{xn}$ — функции возмущения концевых шарниров ветвей цепного контура [2]; η — коэффициент демпфирования.

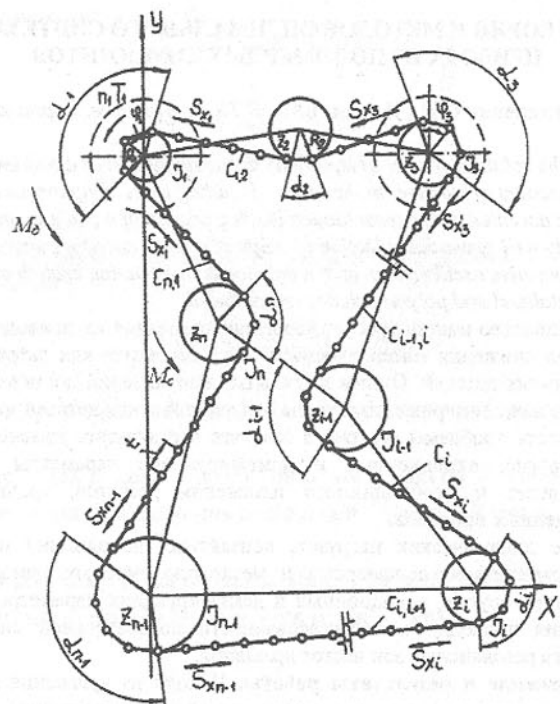


Рис. 1. Структурная схема многомассовой цепной передачи

$$S_{X_i} = R_i \left(\sin \varphi_i - \frac{\sin(\pi/z_i)}{\pi/z_i} \varphi_i \right), \quad (2)$$

$\varphi_i = \omega_i \cdot \tau$ - угловая координата положения шарнира цепи на зубе звездочки в функции времени, z_i - число зубьев звездочек, ω_i - угловая скорость вращения масс; M_0 - момент на валу ведущей массы при запуске системы (на данном этапе расчета предполагаем постоянным во времени); M_C - момент сопротивления на валу ведомой массы.

Приведем вращающиеся массы к радиусам расположения концевых шарниров ветви цепи и заменим вращательное движение на поступательное (рис.2): проводя преобразование $x_i(\tau) = \varphi_i(\tau)R_i$, $\ddot{x}_i(\tau) = \ddot{\varphi}_i(\tau)R_i$ и разделив уравнение системы (1) на $m_1R_1, \dots, m_iR_i, \dots, m_nR_n$ соответственно, получим:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + \frac{\eta}{m_1}(\dot{x}_1R_1 - \dot{x}_2R_2)R_1 + \frac{c_{1,2}}{m_1}(x_1R_1 - x_2R_2)R_1 + \frac{\eta}{m_1}(\dot{x}_1R_1 - \dot{x}_nR_n)R_1 + \\ + \frac{c_{1,n}}{m_1}(x_1R_1 - x_nR_n)R_1 = -\frac{c_{1,2}}{m_1}(S_{x1} - S'_{x2})R_1 - \frac{c_{1,n}}{m_1}(S'_{x1} - S_{xn})R_1 + \frac{F_0}{m_1}; \\ \ddot{x}_i + \frac{\eta}{m_i}(\dot{x}_iR_i - \dot{x}_{i-1}R_{i-1})R_i + \frac{c_{i-1,i}}{m_i}(x_iR_i - x_{i-1}R_{i-1})R_i + \frac{\eta}{m_i}(\dot{x}_iR_i - \dot{x}_{i+1}R_{i+1})R_i + \\ + \frac{c_{i,i+1}}{m_i}(x_iR_i - x_{i+1}R_{i+1})R_i = -\frac{c_{i-1,i}}{m_i}(S'_{xi} - S_{xi-1})R_i - \frac{c_{i,i+1}}{m_i}(S_{xi} - S'_{xi+1})R_i; \\ \ddot{x}_n + \frac{\eta}{m_n}(\dot{x}_nR_n - \dot{x}_{n-1}R_{n-1})R_n + \frac{c_{n-1,n}}{m_n}(x_nR_n - x_{n-1}R_{n-1})R_n + \frac{\eta}{m_n}(\dot{x}_nR_n - \dot{x}_1R_1)R_n + \\ + \frac{c_{n,1}}{m_n}(x_nR_n - x_1R_1)R_n = -\frac{c_{n-1,n}}{m_n}(S'_{xn} - S_{xn-1})R_n - \frac{c_{n,1}}{m_n}(S_{xn} - S'_{x1})R_n - \frac{F_C}{m_n}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $F_0 = \frac{M_0}{m_1}$, $F_C = \frac{M_C}{m_n}$ - усилия, приложенные к концевым шарнирам нагруженной ветви цепи;

$m_1, \dots, m_i, \dots, m_n$ - приведенные массы вращающихся звеньев цепного привода, или, в более краткой записи [3],

$$\begin{aligned} \ddot{x}_i + \frac{\eta}{m_i}(\dot{x}_iR_i - \dot{x}_{i-1}R_{i-1})R_i + \frac{c_{i-1,i}}{m_i}(x_iR_i - x_{i-1}R_{i-1})R_i + \frac{\eta}{m_i}(\dot{x}_iR_i - \dot{x}_{i+1}R_{i+1})R_i + \\ + \frac{c_{i,i+1}}{m_i}(x_iR_i - x_{i+1}R_{i+1})R_i = -\frac{c_{i-1,i}}{m_i}(S'_{xi} - S_{xi-1})R_i - \frac{c_{i,i+1}}{m_i}(S_{xi} - S'_{xi+1})R_i - \frac{F_i(t)}{m_i}, \end{aligned} \quad (4)$$

$i = 1, 2, \dots, n$,

где x_i - смещение i -й массы от положения равновесия;

$F_i(t)$ - внешняя сила, приложенная к i -й массе.

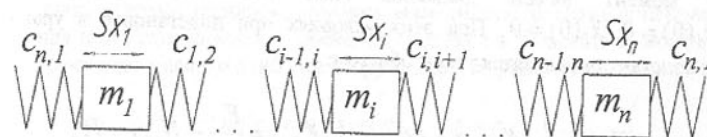


Рис. 2. Поступательная схема многомассовой цепной передачи

Дифференциальное уравнение относительно деформации ведущей ветви цепи $x(\tau)$ имеет вид:

$$\ddot{x} + \frac{\eta}{m} \dot{x} + \omega_C^2 x = \omega_Z^2 [A \sin(k\omega_Z \tau) - B \cos(k\omega_Z \tau)] + \frac{F_\partial}{m_1} + \frac{F_C}{m_n}, \quad (5)$$

где $\omega_Z = \omega_1 z_1 = \dots = \omega_n z_n$ — угловая частота возбуждения от полигонального

эффекта; $m = \frac{\prod_{i=1}^n m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$ — приведенная масса системы; $\omega_C = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — собственная частота

колебаний системы; $F_\partial = \frac{M_\partial}{R_l}$, $F_C = \frac{M_C}{Rn}$ — усилия, приложенные к концевым

шарнирам нагруженной ветви цепи; A , B — коэффициенты разложения в ряд Фурье функций продольных перемещений (2) концевых шарниров ветви цепи [2]; k — номер гармоники.

Решение уравнения (5) получаем, предполагая малое затухание в системе (рис.3) [4]:

$$x_i(\tau) = K_i e^{\alpha \tau} \sin(\beta \cdot \tau) + K_{i+1} e^{\alpha \tau} \cos(\beta \cdot \tau) + N_i \sin(k\omega_Z \tau) - N_{i+1} \cos(k\omega_Z \tau) + \frac{m}{c} \left(\frac{F_\partial}{m_1} + \frac{F_C}{m_n} \right), \quad (6)$$

где $\alpha = -\frac{\eta}{2m}$, $\beta = \sqrt{\omega_C^2 - \left(\frac{\eta}{2m}\right)^2}$ — корни решения характеристического однородного уравнения, которые отвечают неоднородному (6);

$$N_i = \frac{\omega_C^2}{a} - \frac{b\omega_C^2}{a^2 + b^2} \left(B + \frac{b}{a} A \right), \quad N_{i+1} = -\frac{a\omega_C^2}{a^2 + b^2} \left(B + \frac{b}{a} A \right),$$

$a = \omega_C^2 - k^2 \omega_Z^2$, $b = \frac{\eta}{m} k \omega_Z$ — постоянные коэффициенты; K_i и K_{i+1} — константы, зависящие от начальных условий.

В момент начала движения масс начальными условиями будут: $\tau = 0$, $x_i(0) = 0$, $\dot{x}_i(0) = 0$. При этих условиях при подстановке в уравнение (6) значения констант определяются таким образом:

$$K_i = -\frac{1}{\beta} (K_{i+1} \alpha + k \omega_Z N_i), \quad K_{i+1} = \frac{F_C}{c} - N_{i+1} - H, \quad (7)$$

Динамическое усилие, которое воспринимается ведущей ветвью цепи, имеет вид: $F(\tau) = c x(\tau)$, или

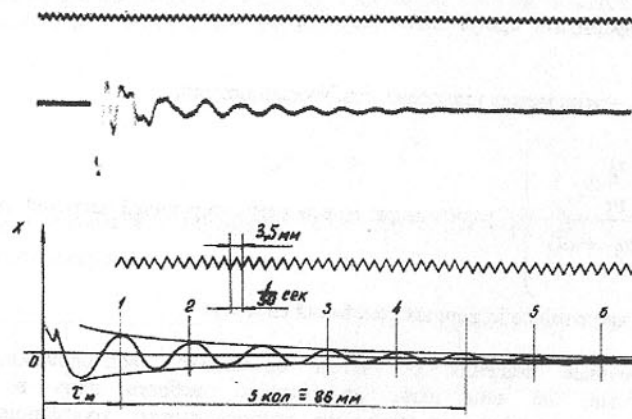


Рис. 3. Экспериментальная осциллограмма собственных колебаний системы (сверху) и ее расшифровка (снизу)

$$F(\tau) = c \left[K_i e^{\alpha \tau} \sin(\beta \cdot \tau) + K_{i+1} e^{\alpha \tau} \cos(\beta \cdot \tau) + N_i \sin(k\omega_Z \tau) - N_{i+1} \cos(k\omega_Z \tau) + \frac{m}{c} \left(\frac{F_\partial}{m_1} + \frac{F_C}{m_n} \right) \right]. \quad (8)$$

Рассмотрим подробнее процесс колебаний в системе (после окончания некоторого продолжительного промежутка времени), которое соответствует установившемуся режиму работы привода с целью количественного сопоставления динамических параметров при работе с полимерными и металлическими цепями. Для этого получим зависимость амплитуды колебаний в системе от вынужденной частоты. Преобразуем зависимость деформации упругого звена от времени (6): при установившемся движении, когда $\tau \gg 0$, составляющая $K_i e^{\alpha \tau} \sin(\beta \cdot \tau) + K_{i+1} e^{\alpha \tau} \cos(\beta \cdot \tau)$, которая соответствует собственным колебаниям с затуханием, исчезает; составляющую $\frac{m}{c} \left(\frac{F_\partial}{m_1} + \frac{F_C}{m_n} \right)$ исключим как независимую от частоты внешнего возбуждения. В результате преобразования составляющих, которые остались, получим зависимость, которая описывает упругие перемещения при установившемся движении (индекс i в дальнейшем можно опустить, поскольку речь идет только о наиболее нагруженной ведущей ветви цепного контура):

$$x(\tau) = x_A \sin(\omega_Z \tau - \delta + \varepsilon), \quad (9)$$

$$x_A = \frac{\omega_C^2 \cdot A}{\cos(\delta) \sqrt{(\omega_C^2 - \omega_Z^2)^2 + \left(\frac{\eta}{m} \omega_Z\right)^2}}, \quad (10)$$

амплитуда деформации при установившемся движении;

$\delta = \arctg \frac{B}{A}$ — угол между векторами возбуждающих сил;

$\varepsilon = \arctg \left(\frac{\left(\frac{\eta}{m} \omega_z \right)^2}{\omega_c^2 - \omega_z^2} \right)$ — разность фаз между результирующей частотой вынужденных

колебаний и частотой собственных колебаний системы.

Полученные решения с учетом сделанных предположений являются приближенными, но они дают возможность выбрать цепь во время ее ориентировочного расчета, не используя необоснованных коэффициентов запаса прочности.

По полученным зависимостям сделаем сравнительные расчеты для привода с металлическими и полимерными приводными роликовыми цепями с целью сравнения их динамических характеристик. Входные данные для расчета взяты соответственно параметрам экспериментальной установки [5]: цепь с шагом $t = 19,05$ мм и числом звеньев в контуре, равным 96, устанавливалась на металлические звездочки с числами зубьев $z_1 = 18$ и $z_2 = 19$, соединяя между собой массы с моментами инерции $J_1 = 0,1$ кг·м²; $J_2 = 0,035$ кг·м². При работе установки создавалось полезное усилие в цепи $F_c = 300$ Н при угловой скорости вращения ведущего вала $\omega = 10,47$ с⁻¹. Значения демпфирующих и жесткостных параметров для установки, оснащенной металлической цепью: по логарифмическому декременту колебаний $\delta = \ln \frac{x_i - x_{i+1}}{x_i}$

из экспериментальной осциллограммы собственных колебаний (рис. 3) получаем значение безразмерного демпфирования $D = \frac{\delta}{2\pi}$ и коэффициента демпфирования

$\eta = \frac{2 \cdot D \cdot c}{\omega_c}$ ($D = 0,061$ и $\eta = 150,8$ кг·с⁻¹); жесткость ветви цепи составляет $c = 3275$ Н/мм; аналогичные параметры цепной передачи, оснащенной полимерной цепью: $D = 0,175$, $\eta = 433,6$ кг·с⁻¹, $c = 192,2$ Н/мм.

На рис.4 показаны результаты расчетов переходных процессов в цепном приводе, оснащенной металлической и полимерной цепями, которые свидетельствуют об уменьшении максимального усилия в цепи во время пуска привода в случае применения деталей из полимерного композита (470 Н против 542 Н). Кроме того, после завершения переходных процессов (0,15 с по осциллограмме) колебания переходят в установившийся режим, причем для полимерной цепи величина амплитуды этих колебаний меньше, чем для металлической.

Для сравнения рассмотрим систему, в математической модели которой, кроме жесткости гибкого элемента — цепи, дополнительно учтены жесткостные

характеристики зубьев звездочек (рис. 5), с которыми она зацепляется. Приведенная жесткость в этом случае учитывается формулой:

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_{z1}} + \frac{1}{c_{z2}} + \frac{1}{c_{1,2}}}, \quad (11)$$

где c_{z1}, c_{z2} — жесткости зубьев ведущей и соседней с ней звездочек;

$c_{1,2}$ — жесткость ведущей ветви цепи.

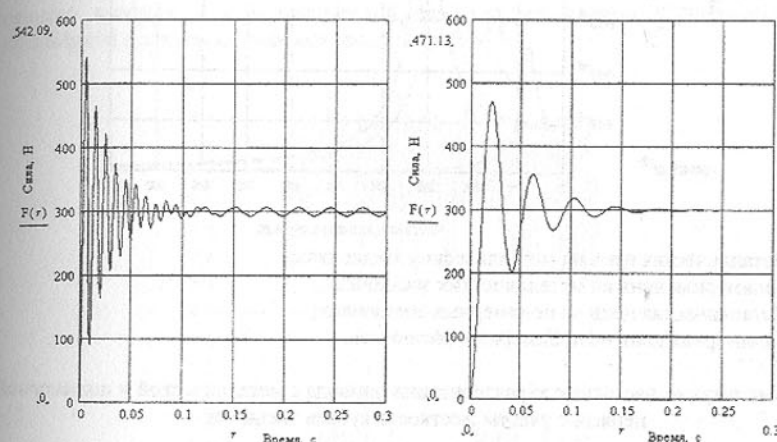


Рис. 4. Осциллограммы динамических усилий при пуске системы, оснащенной металлической (слева) и полимерной (справа) цепью

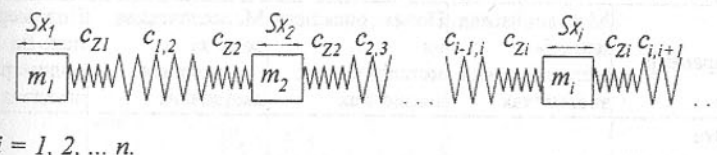
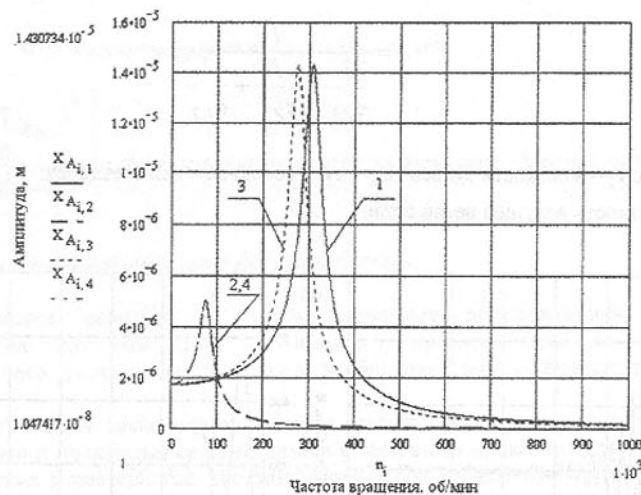


Рис. 5. Поступательная схема многомассовой цепной передачи с учетом жесткости зубьев звездочек

В случае металлической звездочки $c_{z1} = 6,6 \cdot 10^4$ Н/мм; для полимерной звездочки $c_{z1} = 1,7 \cdot 10^4$ Н/мм. Амплитудно-частотные характеристики для этого случая приведены на рис. 6, иллюстрирующий расчеты амплитудно-частотных характеристик по формуле (10). Из него видно, что совпадение частоты вынужденных колебаний с собственной частотой колебаний системы (резонанс) для случаев 2 и 4 происходит при меньшей

частоте в сравнении со случаями 1 и 3, амплитуда колебаний также почти в 3 раза меньше.



- 1 – Металлическая цепь на металлических звездочках;
- 2 – Полимерная цепь на металлических звездочках;
- 3 – Металлическая цепь на полимерных звездочках;
- 4 – Полимерная цепь на полимерных звездочках.

Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики привода с металлической и полимерной цепями с учетом жесткости зубьев звездочек

В табл. 1 приведены числовые данные для частот колебаний в зависимости от изменения параметров модели системы.

Таблица 1. Собственные частоты колебаний системы

Параметр	Металлическая цепь на металлических звездочках	Полимерная цепь на металлических звездочках	Металлическая цепь на полимерных звездочках	Полимерная цепь на полимерных звездочках
Частота незатухающих собственных колебаний ω_c , c^{-1}	612,4	155,0	548,0	153,8
Частота затухающих собственных колебаний ω_d , c^{-1}	611,3	152,6	546,9	151,4

Исходя из данных табл. 1 и графиков рис. 6, можно сделать вывод, что из четырех рассмотренных случаев применения металлических и полимерных деталей цепных передач с точки зрения динамики между случаем "полимерная цепь на металлических звездочках" и "полимерная цепь на полимерных звездочках", различие собственных частот колебаний составляет незначительную величину - около 0,6%. Разница между случаями "металлическая цепь на металлических звездочках" и "металлическая цепь на полимерных звездочках" составляет более существенную величину - около 10,5%.

На рисунке 7 [6] показаны осциллограммы динамических нагрузок в ведущей ветви цепного привода при резонансном режиме работы: а - металлической цепи на металлических звездочках, б - металлической цепи на полимерных звездочках, в - полимерной цепи на полимерных звездочках.

На рис. 8 показаны осциллограммы динамических нагрузок в ведущей ветви цепного контура: а - металлической цепи на металлических звездочках, в - полимерной цепи на полимерных звездочках [7]

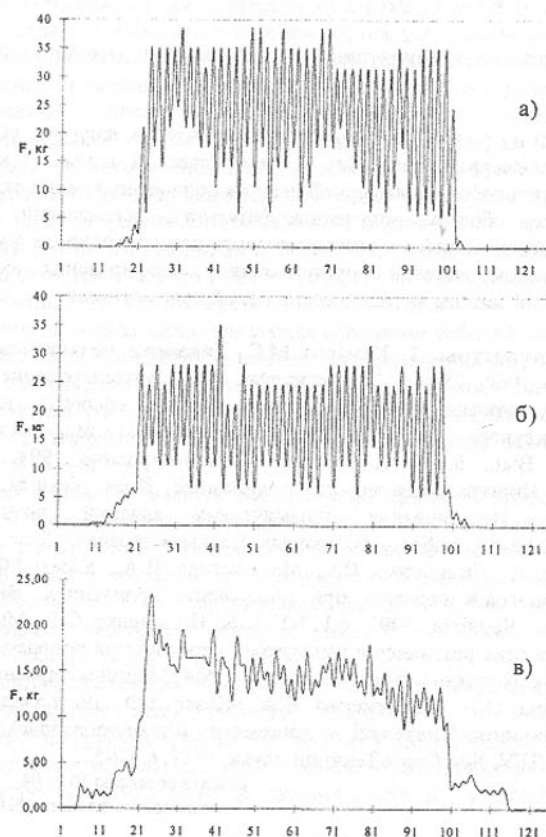


Рис. 7. Осциллограммы динамических нагрузок при резонансном режиме работы

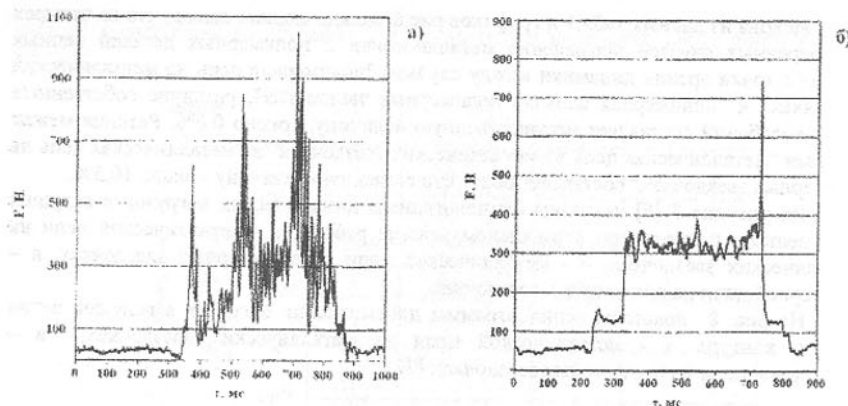


Рис. 8. Осциллограммы изменения динамической нагрузки в металлической цепи а) и в полимерной цепи б)

Как следует из рис. 7, 8, величина динамических нагрузок убывает как при использовании полимерных звездочек с металлической цепью, так и, в гораздо большей степени, при работе полимерной цепи на полимерных звездочках.

Заключение. Таким образом, полученные результаты исследования переходного и установившегося режимов работы многомассового цепного привода с учетом момента на валу ведущей массы, момента сопротивления и демпфирования дают возможность научно обоснованной замены металлических цепей полимерными.

Список литературы: 1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М., Машиностроение, 1969, 296 с. 2. Пилипенко О.И. Моделирование динамической системы и проектирование многомассовых цепных передач из полимерных композитов. Междунар. сб. науч. тр. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Вып. 6, Т. 2, Донецк, Машиностроение 1998, с. 294-297. 3. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике, Киев, Техніка, 1967, 350 с. 4. Пилипенко О.И. Исследование динамических явлений, возникающих при установившемся режиме работы роликовых цепных передач. Дисс....к.т.н., Львов, ЛПИ, 1969, 232с. 5. Пилипенко О.И., Максименко В.А., Козар І.Ф. Дослідження резонансу в ланцюговій передачі при поперечних коливаннях. Вісник ЧПІ, №4. Машинобудування. Чернівці, 1997, с.117-124. 6. Пилипенко О.И., Максименко В.А., Козар І.Ф. Дослідження резонансу в ланцюговій передачі при поперечних коливаннях. Вісник Чернівцівського технологічного інституту, №4, Машинобудування, 1997, с. 117-124. 7. Пилипенко О.И., Максименко В.А., Козар І.Ф. Дослідження динамічних характеристик ланцюгової передачі за допомогою мікропроцесорної обчислювальної техніки. Вісник ЧДТУ, №9, Серія Технічні науки, 1999, с. 47-52.

Сдано в редакцію 30.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

ПРОЧНОСТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОЛИКА РАБОЧЕГО РОЛЬГАНГА

Руденко В.И., Проскуряков С.В., Ошовская Е.В., Сидоров В.А.

(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The operational conditions and failure causes of main table are described in the article. The results of stress investigations of main table's roller are given. Investigations are carried out by the finite elements analysis. The roller construction is offered which increase the reliability and maintainability of main table.

Рабочий рольганг является одной из основных машин в технологической линии обжимного прокатного стана. Отказы рабочего рольганга вызывают простой всего стана, поэтому к долговечности и ремонтпригодности его деталей предъявляют повышенные требования. Ролик, являясь рабочим органом рольганга, находится в крайне тяжелых условиях работы, поэтому количество отказов по узлу ролика рольганга наиболее велико. К основным видам повреждений и отказов роликов рабочего рольганга относятся: разрушение подшипников качения ролика, разрушение ролика по цапфе, износ бочки ролика. Капитальный ремонт рабочего рольганга проводят один раз в год, при этом выполняется замена всех роликов. Демонтированный узел ролика разбирают и проводят ревизию подшипников качения опор и собственно ролика. Ролики, которые подлежат восстановлению, отправляют на наплавку и проточку по бочке. Подшипники качения опор роликов, которые находятся в работоспособном состоянии и могут прослужить до следующего капитального ремонта, вновь устанавливают на ролики. В противном случае на ролик устанавливаются новые подшипники. Также в течение года выполняются замены отказавших подшипников, что связано с дополнительными производственными потерями. Все это свидетельствует о значительной доле затрат на поддержание работоспособного состояния рабочего рольганга.

Условия работы ролика характеризуются контактом рабочей поверхности бочки с раскаленным металлом, высокими динамическими нагрузками на ролик при кантовках и выходе слитка из клетки. Поэтому традиционные способы повышения надежности роликов на периоде эксплуатации вызвали увеличение его материалоемкости. В настоящее время наибольшее распространение получила конструкция цельного ролика, изготавливаемого из поковки [1].

Целью данной статьи является исследование причин отказов ролика рабочего рольганга по критериям прочности и выдача рекомендаций на совершенствование его конструкции для повышения долговечности и ремонтпригодности.

В качестве объекта исследования рассматривался ролик рабочего рольганга обжимного цеха Енакиевского металлургического завода (ЕМЗ) со следующими геометрическими размерами: расстояние между опорами – 3,9 м; диаметр бочки – 620 мм, диаметр цапфы – 320 мм, длина бочки – 2,8 м.

Наиболее распространенной методикой по определению запаса прочности ролика является методика, предложенная в работах А.И. Целикова, А.А. Королева, Ф.К. Иванченко [1, 2, 3]. В этих работах указано, что проверку ролика на прочность следует выполнять по нагрузкам, возникающим при кантовках слитка. Действующая при этом нагрузка характеризуется коэффициентом динамичности K_d , который определяется по формуле

$$K_d = \alpha \beta \sqrt{96EI \left(\frac{h}{l^3} \right) \frac{G_m + k_1 G_p}{(G_m + k_2 G_p)^2}},$$

где α – коэффициент, учитывающий место удара о ролик;

β – коэффициент, учитывающий жесткость опор;
 E – модуль упругости материала ролика;
 I – момент инерции поперечного сечения ролика;
 h – изменение высоты центра тяжести металла;
 l – расстояние между опорами ролика;
 G_m – сила тяжести ролика;
 G_p – сила тяжести металла, приходящаяся на один ролик;
 k_1, k_2 – коэффициент приведения.

Динамическая сила, действующая на ролик

$$F_d = K_d G_m.$$

Напряжения, возникающие в ролике при ударе

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}},$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент, возникающий под действием динамической силы в рассматриваемом сечении ролика;

$W_{изг}$ – момент инерции поперечного сечения ролика.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении ролика

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{изг}},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала ролика при изгибе.

Известно, что в общем случае значения коэффициента динамичности K_d при кантовках металла составляют $K_d=25\div40$. Для условий ролика рабочего рольганга ЕМЗ коэффициент динамичности при кантовках равен 35,2. При этом напряжения, возникающие в бочке ролика, составляют 52,8 МПа, а в цапфе – 114,7 МПа. Коэффициенты запаса прочности соответственно равны 18,9 и 8,7, что значительно превышает рекомендуемые пределы.

Проведенные авторами [4] исследования указывают что, наибольшими нагрузками являются те, которые возникают при ударе раската в момент выхода его из клетки. При этом в общем случае коэффициент динамичности составляет $K_d=45\div50$. Для условий ролика ЕМЗ максимальная сила возникает в момент выхода раската из клетки при 4 пропуске. В этом случае коэффициент динамичности достигает 48,6, а коэффициенты запаса прочности снижаются до 6,3 на участке цапфы и 13,7 на участке бочки.

Таким образом, известные методики не дают четкого представления о распределении фактического запаса прочности в теле ролика и причинах его отказов.

Исследование распределения запасов прочности и напряжений в ролике рабочего рольганга при действии ударной нагрузки выполнено с помощью метода конечных элементов (МКЭ) в прикладном пакете Mechanical Desktop [5].

Трехмерная твердотельная модель цельнокованого ролика, представленная на рис.1, состояла из 3512 тетраэдров и 1021 узлов. Ролик рассматривался как балка переменного сечения, установленная на подвижной и неподвижной опорах. В месте удара раската о ролик приложена сосредоточенная сила, равная 4,5 МН. Картина распределения напряжений, возникающих в ролике рабочего рольганга ЕМЗ под действием сосредоточенной силы, приведена на рис.2.

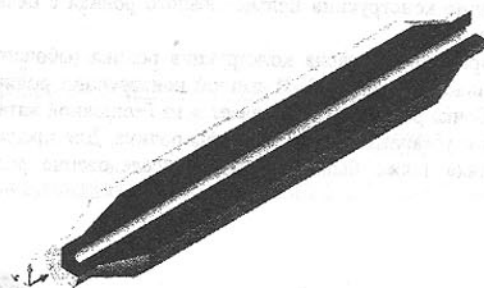


Рис.1. Твердотельная модель ролика рабочего рольганга ЕМЗ

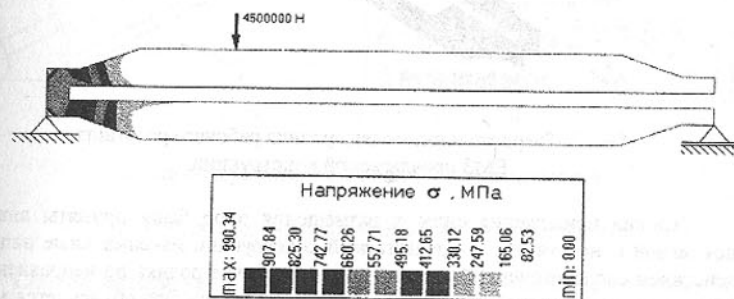


Рис.2. Распределение напряжений в цельнокованом ролике

Как видно из полученной картины, наибольшие напряжения возникают в цапфе ролика, установленной на неподвижной опоре. Это объясняется реакцией, возникающей от ударной нагрузки. Возникающие напряжения практически сопоставимы с пределом прочности материала ролика, что в значительной мере объясняет случаи разрушения ролика рольганга по его цапфе. В бочке ролика и цапфе, установленной на подвижной опоре, возникающие напряжения распределены практически равномерно.

Коэффициент запаса прочности в этих сечениях составляет 8 – 10. Кроме того угол поворота оси ролика на участке цапфы неподвижной опоры достигает $4 - 6^\circ$, а допускаемое значение угла поворота для используемых на роликах двухрядных сферических подшипников качения равно 2° . Превышение допускаемых значений по углу поворота подшипника вызывает снижение его грузоподъемности и является причиной преждевременных отказов.

Анализ полученных результатов показывает необходимость и направления совершенствования конструкции цельнокованого ролика с целью исключения выявленных недостатков.

Авторами предложена конструкция ролика рабочего рольганга для условий ЕМЗ, представленная на рис.3. В данной конструкции ролик рольганга выполняется составным. Бочка ролика изготавливается из бесшовной катанной толстостенной трубы и с натягом устанавливается на цапфы ролика. Для предлагаемой конструкции составного ролика также было выполнено исследование распределения напряжений (рис.4).

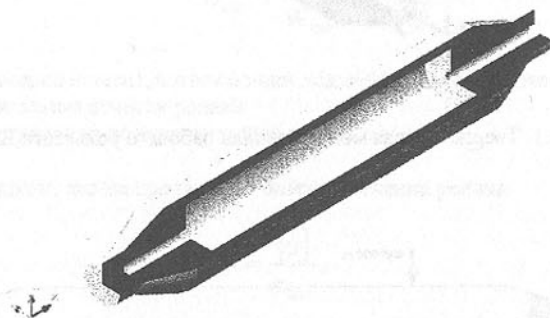


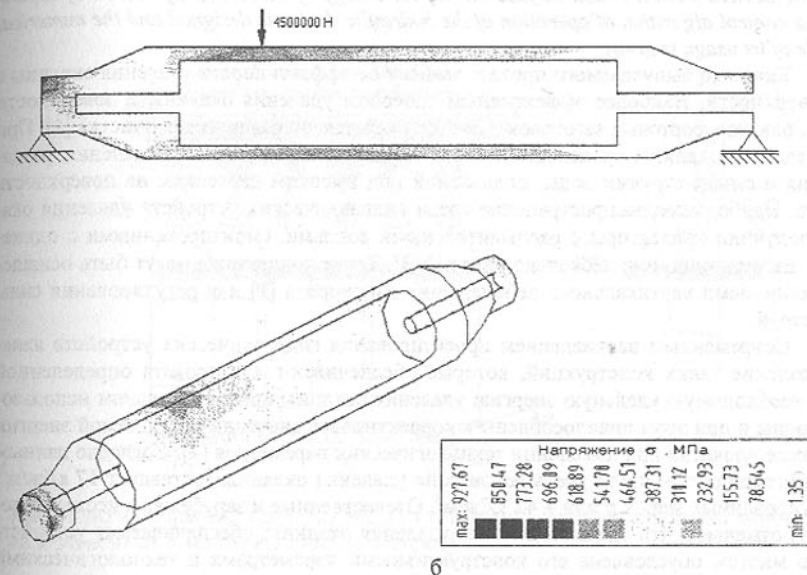
Рис. 3. Твердотельная модель ролика рабочего рольганга ЕМЗ предлагаемой конструкции

Условия приложения силы и размещения опор были приняты аналогично цельнокованой конструкции. В предлагаемой конструкции максимальные напряжения под действием сосредоточенной силы возникают в бочке ролика по направлению действия силы, но их значения лежат в допустимых пределах. Это объясняется меньшим моментом инерции сечения бочки ролика. Цапфа ролика, установленная на неподвижной опоре значительно разгружается по сравнению с цельнокованой конструкцией. Запас прочности по цапфе составляет 2 – 4. Цапфа, установленная на подвижной опоре, также сохраняет свой запас прочности (4 – 6).

С учетом того, что жесткости бочки и цапф в предлагаемой конструкции сопоставимы, то угол поворота оси ролика на участке цапфы неподвижной опоры составляет $1,6^\circ$ и не превышает допустимых значений для установленных подшипников качения, что значительно улучшает условия работы подшипников и не снижает их грузоподъемность. Максимальный прогиб ролика на участке бочки равен 5,4 мм.

Таким образом, можно сделать вывод, что при составной конструкции ролика рабочего рольганга ударная нагрузка воспринимается бочкой ролика, а не цапфой, что является более предпочтительным, т.к. при этом исключается ее разрушение и повыша-

ется долговечность подшипников качения. Кроме того, к достоинствам данной конструкции можно отнести снижение массы ролика без потери жесткости, что позволяет снизить инерционность привода рольганга. Изготовление бочки ролика из трубы влияет на повышение его ремонтпригодности и снижение стоимости изготовления. Дальнейшие исследования предполагают изучение влияния температурных полей и износа поверхности бочки на распределение напряжений в теле ролика рабочего рольганга, а также изучение динамических характеристик ролика.



а – по поперечному сечению; б – по поверхности

Рис. 4. Распределение напряжений в составном ролике

Список литературы: 1. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станков. – М.: Металлургия, 1985. – 375 с. 2. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката/ А.И. Целиков, П.И. Полухин, А.А. Королев и др. М.: металлургия, 1981. 576 с. 3. Іванченко Ф.К., Гребенік В.М., Ширяєв В.І. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів. – К.: Вища школа, 1995. – 455 с. 4. Седуш В.Я., Руденко В.И. Теоретическое исследование упругих колебаний ролика рабочего рольганга блюминга // Прогрессивные методы обработки черных металлов давлением: Сб.статей. – К.: Техніка, 1976. – С.78–82. 5. Кудрявцев Е.М. Mechanical Desktop Power Pack. Основы работы в системе. – М.: ДМК Пресс, 2001. – 544 с.

Сдано в редакцию 30.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

ОБОСНОВАНИЕ УПРАВЛЯЮЩИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ УДАЛЕНИЯ ОКАЛИНЫ

Руденко В.И., Суков Г.С., Ошовская Е.В., Руденко Р.В., Антыкуз О.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина, НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

The results of mathematical planned experimental design are shown. Using the experiment it is established the influence of technological and design parameters of hydraulic descaling devices from a rolled surface on impact energy of descaling. By results of experiment the control algorithm of operation of the hydraulic device is designed and the numerical example of its usage is given.

Качество выпускаемого проката зависит от эффективности удаления окалины с его поверхности. Наиболее эффективным способом удаления окалины с поверхности слэбов, блюмов, сортовых заготовок и листов является гидравлическая очистка [1]. При этом удаление окалины происходит за счет ее ударного разрушения, отделения, разламывания и смыва струями воды, подаваемой под высоким давлением на поверхность проката. Наибольшее распространение среди гидравлических устройств удаления окалины получили коллекторы с распылительными соплами, смонтированными с одинаковым шагом в один или несколько рядов [1–3]. Такие коллекторы могут быть оснащены механизмами вертикального перемещения и поворота [1] для регулирования силы удара струи.

Современным направлением проектирования гидравлических устройств является создание таких конструкций, которые обеспечивают для проката определенной марки необходимую удельную энергию удаления окалины при оптимальном использовании воды и при этом приспособлены к корректировке значений достигаемой энергии в процессе прокатки при изменении технологических параметров [4]. Согласно данным [4] для углеродистой стали удельная энергия удаления окалины составляет 17 кДж/м², для легированных марок стали – 42 кДж/м². Отечественные и зарубежные исследователи [1–4] отмечают, что удельная энергия удаления окалины, обеспечиваемая устройством, во многом обусловлена его конструктивными параметрами и технологическими условиями процесса прокатки. Однако, количественные данные о степени влияния указанных факторов отсутствуют, поэтому целью данной статьи является выявление параметров, влияющих на эффективность удаления окалины гидравлическими устройствами, оценка степени их влияния и разработка алгоритма управления работой гидравлического устройства удаления окалины в процессе прокатки.

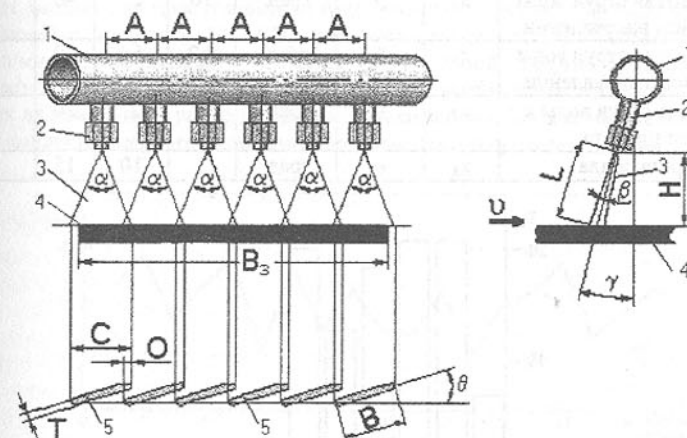
Схема гидравлического устройства для удаления окалины, содержащего коллектор с соплами, представлена на рис.1. На рис.1 обозначено: А – шаг установки сопел; В и Т – ширина и глубина пятна контакта струи воды с поверхностью проката; О – перекрытие струй; В_з – ширина обрабатываемого проката.

Авторами установлено, что удельная энергия удаления окалины зависит от геометрических параметров струи, технологических параметров прокатки и может быть определена по формуле:

$$e = \frac{k_F \sqrt{p} \cdot V^2 \cdot \cos^3 \gamma}{8H^3 \cdot \vartheta \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \cdot \cos \theta} \quad (1)$$

где k_F – эмпирический коэффициент;

p – рабочее давление воды;
 V – объемный расход воды;
 H – высота установки сопла над поверхностью обрабатываемого проката;
 ϑ – скорость движения проката;
 α – угол раскрытия струи воды в продольном направлении сечения струи;
 β – угол раскрытия струи воды в поперечном направлении сечения струи;
 γ – угол наклона струи воды к поверхности обрабатываемого проката;
 θ – угол разворота сопла относительно продольной оси сечения сопла.



Как видно из формулы, удельная энергия удаления окалины является сложной функцией и зависит от 8-ми переменных (факторов):

$$e = f(p, V, H, \vartheta, \alpha, \beta, \gamma, \theta) \quad (2)$$

С целью выявления значимых переменных и степени их влияния на переменную отклика – удельную энергию удаления окалины – был проведен планированный математический эксперимент по плану 2⁸ [5]. Уровни варьирования факторов функции (2) назначены с учетом существующих промышленных и опытных рекомендаций [1–3] и приведены в таблице.

В соответствии с методикой планирования эксперимента [5, 6] была составлена матрица планирования, по которой в прикладном пакете MathCad были выполнены 256 математических опыта по определению удельной энергии удаления окалины на основании формулы (1). Обработка полученных результатов также выполнялась в пакете MathCad, с помощью которого были рассчитаны значения коэффициентов регрессии и соответствующие им значения критерия Стьюдента t_p , характеризующего значимость каждого фактора. Табличное значение критерия Стьюдента $t_t = 1,96$. На рис.2 приведена диаграмма Паретто, иллюстрирующая значимость каждого из рассмотренных факторов.

Таблица 1. Факторы математического эксперимента

Наименование	Факторы	Обозначение	Единицы измерения	Уровни варьирования			Шаг варьирования
				-1	0	+1	
Рабочее давление воды	x_1	p	МПа	10	25	40	15
Объемный расход воды	x_2	V	л/мин	5	162,5	320	157,5
Высота установки сопла над поверхностью проката	x_3	H	м	0,05	0,275	0,5	0,225
Скорость движения проката	x_4	g	м/с	0,1	0,8	1,5	0,7
Угол раскрытия струи воды в продольном направлении	x_5	α	град.	10	25	40	15
Угол раскрытия струи воды в поперечном направлении	x_6	β	град.	0,2	5,1	10	4,9
Угол наклона струи воды к поверхности проката	x_7	γ	град.	5	12,5	20	7,5
Угол разворота сопла	x_8	θ	град.	5	10	15	5

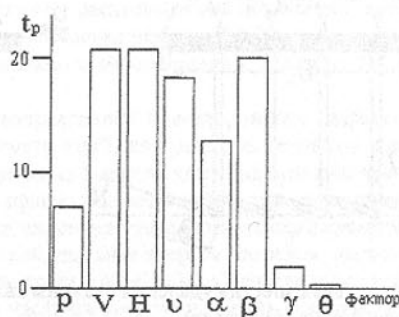


Рис. 2. Диаграмма Паретто влияния факторов

Анализ уравнения (1) и значений критерия Стьюдента (рис.2) позволил выявить некоторые наиболее важные закономерности:

- 1) наибольшее влияние на энергию удаления окалины оказывают объемный расход воды V ; высота установки сопла над поверхностью обрабатываемого проката H и угол раскрытия струи воды в поперечном направлении сечения этой струи β ;
- 2) меньшее влияние оказывают скорость движения проката g ; угол раскрытия струи воды в продольном направлении α и рабочее давление воды p ;
- 3) угол наклона струи воды к поверхности обрабатываемого проката γ и угол разворота сопла форсунки относительно продольной оси сечения сопла θ не оказывают значительного влияния на энергию удаления окалины;
- 4) удельная энергия удаления окалины будет повышаться при увеличении давления p ; объемного расхода воды V и угла разворота сопла форсунки относительно продольной оси сечения сопла θ ; повышение всех остальных факторов (H , g , α , β , γ) снижает удельную энергию удаления окалины.

Таким образом, на этапе проектирования гидравлических устройств удаления окалины для получения оптимальной конструкции наиболее предпочтительными

управляющими параметрами являются тип и характеристики применяемых сопел, высота их установки. В процессе же функционирования устройства, когда тип и характеристики сопел уже установлены и изменяться не могут, достижение необходимой удельной энергии удаления окалины следует выполнять за счет корректировки высоты установки форсунок, угла наклона форсунок к поверхности обрабатываемого проката и давления в системе. С учетом выше изложенного авторами был разработан алгоритм управления работой гидравлического устройства удаления окалины и создана имитационная модель.

Апробация модели выполнена для условий чистовой клети непрерывного широкополосного стана 1700 при ширине обрабатываемого проката 1550 мм. В качестве исходных данных для проектирования гидравлического устройства было принято: рабочее давление жидкости 30 МПа, тип сопла HiScaleJet [3] с объемным расходом 135,7 л/мин., максимальное значение необходимой энергии удаления окалины 20 кДж/м². В результате расчета определено, что необходимое число сопел, устанавливаемых на коллекторе, равно 11; шаг установки сопел – 151 мм; начальная высота установки коллектора над поверхностью обрабатываемого проката – 217 мм.

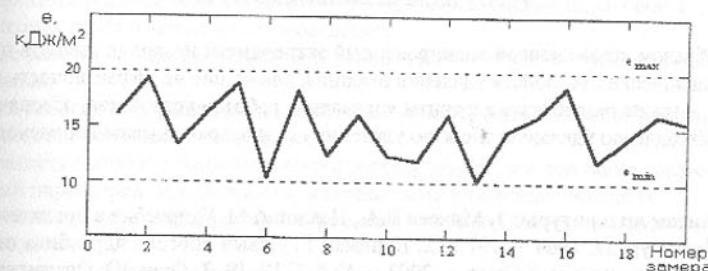


Рис.3. Сгенерированные значения удельной энергии удаления окалины

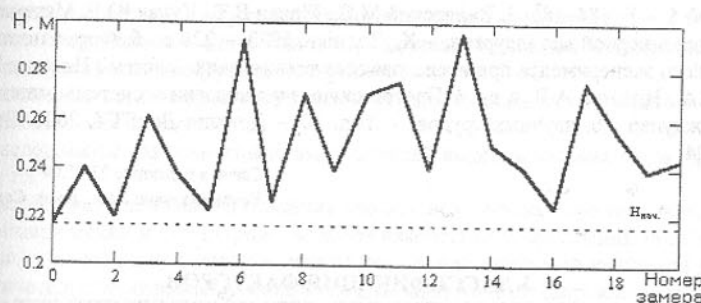


Рис.4. Высота установки коллектора

Далее на основании данных [4] была выполнена генерация значений удельной энергии удаления окалины (рис.3) по нормальному закону распределения. Для каждого текущего значения энергии рассчитана необходимая высота установки коллектора с соплами (рис.4), которая реализуется механизмом вертикального перемещения гидравлического устройства удаления окалины. Изменение угла наклона сопел к поверхности проката с помощью механизма поворота коллектора не требуется в связи с небольшим коэффициентом вариации удельной энергии. В случаях, когда при подъеме коллектора

струя воды выходила за пределы ширины B_3 обрабатываемого проката, подача воды на крайние сопла отключалась. На рис.5 представлен график, иллюстрирующий число задействованных сопел при изменении удельной энергии удаления окалины.

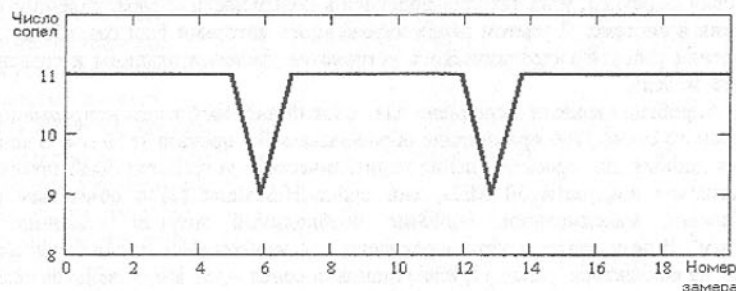


Рис.5. Число задействованных сопел

Таким образом, проведенный планированный эксперимент позволил выявить параметры гидравлических устройств удаления окалины, влияющие на эффективность очистки проката, а также разработать алгоритм управления работой устройства, обеспечивающий необходимую удельную энергию удаления окалины с оптимальным расходом воды.

Список литературы: 1. Михеев В.А., Павлов А.М. Гидросбив в прокатных цехах. – М.: Металлургия, 1964. – 197 с. 2. Кунцман Г. Новый способ гидросбива окалины с горячекатаного металла // *Сталь*. – 2003. – № 8. С.17–19. 3. Фрик Ю. Оптимизация расположения форсунок в устройствах гидромеханического удаления окалины // *Сталь*. – 2003. – № 11. – С. 69–73. 4. Silk N.J. The impact energy primary de-scaling // *Steel Times*. – 1999. – № 5. – Р. 184–185. 5. Винарский М.С., Жадан В.Т., Кулак Ю.Е. Математическая статистика в черной металлургии. – К.: Техніка, 1973. – 220 с. 6. Формализация математического эксперимента при исследованиях технических систем / Нижник Н.В., Сидоров В.А., Нижник А.В. и др. // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научных трудов*. – Вып. 10. – Донецк: ДонГУ, 2001. Вып. 15. – С.218–224.

Сдано в редакцию 23.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Седун В.Я.

КЛАССИФИКАЦИЯ ФАКТОРОВ, УЧИТЫВАЕМЫХ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ручко В.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

At modeling breakages of details of the metallurgical equipment it is necessary to take into account set of random factors. Depth of the account of these factors, defines accuracy of received result, and enables to use it for an estimation of the current technical condition of details. Each of factors is taken into account in mathematical models with the certain fea-

tures. For their all-round studying and correct use, classification is developed.

Для обеспечения надежного функционирования деталей металлургического оборудования существуют различные методы, позволяющие контролировать их техническое состояние и на основании его, прогнозировать срок отказа. К ним относятся: техническая диагностика [1], обеспечивающая получение физических параметров, характеризующих неисправности деталей; неразрушающий контроль [2], позволяющий оценить структуру и повреждения в деталях; техническое обслуживание [3], направленное на профилактику и предотвращение аварийных отказов деталей и т.д.

Однако разнообразие и уникальность металлургического оборудования требует разработки новых, и совершенствования существующих подходов к оценке технического состояния различных деталей металлургического оборудования [4].

Одним из направлений совершенствования является использование математического описания происходящих в деталях процессов, с целью определения оценки меры повреждения [5]. Использование данного подхода позволит решать ряд задач, связанных с обеспечением надежного функционирования металлургического оборудования, а именно:

- прогнозирование отказов деталей оборудования, оптимизация сроков проведения ремонтных работ и затрат на их проведение;
- разработка алгоритмов оценки и обеспечение требуемого уровня надежности оборудования;
- разработка информационных систем, оптимизирующих долговечность, как отдельных деталей, так и машины в целом;
- развитие методов рационального проектирования деталей оборудования с оптимизацией параметров долговечности, материалоемкости и энергоемкости;
- оценка взаимодействия параметров машины и разработка «моделей отказов» различных деталей;
- анализ внутренних связей и внешних воздействий на детали оборудования;
- выяснение причин потери деталями способности выполнять заданные технологические функции;
- разработка методики испытания сложных машин и механизмов;
- учет инерционности (динамики), периодичности внешних воздействий, взаимодействия обратимых и необратимых процессов;
- разработка квалитрии повреждений и учет экономического фактора, оценивающего последствия отказов;
- исследование влияния изнашивания деталей на динамические характеристики машины и т.д.

В основу математического описания процессов в деталях положено использование полумпирических и структурных моделей накопления повреждений [6]. Анализируя данные типы моделей и методов, используемых при оценке повреждений деталей металлургического оборудования, можно сделать заключение о широком разнообразии случайных факторов, учитываемых при их разработке.

Вид повреждений деталей, как и их надежность, в условиях эксплуатации зависит от множества случайных факторов: типа материала деталей и его свойств; формы и размеров деталей; наличия концентраторов и состояния поверхности; температуры и коррозионной среды; характера изменения нагрузок во времени и особенностей режимов нагружения; действием различных факторов и процессов, проходящих внутри материала детали; качеством проведения технического обслуживания и ремонтов; соблюдением требований, предъявляемых к технологии, и т.д.

Скорость процесса повреждения в материале детали, изменяющаяся во времени

неравномерно, определяет долговечность и надежность работы детали. С увеличением уровня напряжений скорость накопления повреждений возрастает. Скорость накопления повреждений в детали является функцией перечисленных выше случайных факторов. Однако, чаще всего, переменными являются режимы нагружения: напряжения σ_i и число циклов их действия n_i . Влияние других факторов связано с изменениями в режимах нагружения, условиях работы и свойствах материала.

Функцию скорости накопления повреждений γ_i можно представить в виде [7]:

$$\gamma_i(\sigma_i, n_i) = C_w C_{qw} \left(\sum \left[\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{крит}} \right)^{C_q} - 1 \right] \right),$$

где $\sigma_{крит}$ - критическое напряжение, соответствующее переходу на новый уровень накопления повреждений;

C_q, C_w, C_{qw} - коэффициенты, определяющие влияние внешних q (C_q), внутренних w (C_w) и прочих (C_{qw}) факторов, на скорость накопления повреждений в функции числа циклов нагружения.

При суммировании значений $(\sigma_i/\sigma_{крит})^{C_q}$ принимают во внимание только значения $(\sigma_i/\sigma_{крит}) > 1$, т. е. напряжения, вызывающие повреждение или способствующие его увеличению.

Рассматривая модели, используемые при оценке повреждений деталей металлургического оборудования на стадии эксплуатации и при проектировании, можно сделать вывод, что наиболее существенным фактором, определяющим ее точность, является учет нагрузок Q_i , воздействующих на них в процессе его эксплуатации, или расчет напряжений σ_i , оцениваемых на стадии проектирования.

Технологические нагрузки и частота их появления оказывают наибольшее влияние на случайный характер накопления повреждений в различных деталях металлургического оборудования. Следовательно, при определении расчетных нагрузок и учета их в моделях повреждений, необходим объективный статистический подход к выявлению действующего спектра нагрузок, содержащего необходимую информацию о режимах нагружения работающего оборудования [7].

В большинстве случаев, проектирование элементов машин осуществляется по максимально возможной нагрузке, передаваемой их элементами [8], что, с одной стороны, необоснованно увеличивает размеры деталей, а с другой не оптимизирует их ресурс по кратности, как между собой, так и в пределах межремонтных периодов [9].

Детали машин обычно работают при различных нагрузках и скоростях. Изменение нагрузки на деталь может иметь различную зависимость. Имеющаяся классификация нагружения деталей [8], позволяет выделить в них четыре типа (рис. 1).

Время t_n , в течение которого происходит выполнение технологической операции (резка, прокатка и др.) часто называют технологическим циклом (блоком нагружения), которых за полный срок службы может быть n_k . Прикладываемая в период t_n нагрузка Q_i , может восприниматься деталью как сила F_i , изгибающий $M_{изг\ i}$ и крутящий $M_{кр\ i}$ моменты и т.д. [10].

Нагрузки на детали машин и напряжения в них могут быть постоянными и переменными во времени. Нагрузки могут прикладываться плавно или внезапно (удары). Очень важно учесть все динамические явления в машине, обусловленные наличием массивных деталей, движущихся с переменными скоростями, зазоров и упругих связей между этими деталями. Оценка динамических особенностей работы реальной машины

требует использования весьма сложного математического аппарата, а также не может обойтись без различных допущений [11].

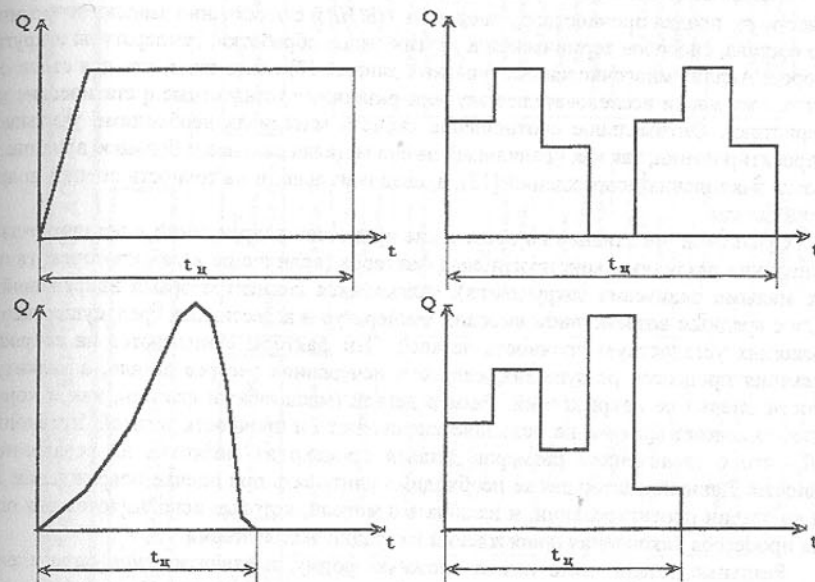


Рис. 1. Типы нагружения деталей металлургического оборудования

Металлургическая машина, механизм, агрегат и другие конструкции состоят из деталей. Число деталей в сложных машинах может составлять десятки и сотни тысяч. Большинство деталей является подобными для многих машин [9]. Эту особенность необходимо учитывать при разработке моделей повреждений, что облегчит их использование и снизит затраты.

Большинство металлургических машин и агрегатов работает в полунепрерывном циклическом режиме с чередованием периода приложения и снятия нагрузок. Вид зависимости определяется особенностью технологической операции, выполняемой машиной (механизмом), и ее конструктивными особенностями.

Отдельные группы металлургического оборудования имеют определенные особенности нагружения машин. В режимах нагружения основного и вспомогательного прокатного оборудования имеются существенные отличия. Основное оборудование станов, за исключением реверсивных, работает в режиме непрерывного вращения. Вспомогательное оборудование (ножницы, моталки, манипуляторы, кантователи, рольганги) работает в повторно-кратковременном режиме с периодическим изменением нагрузок [12]. Для прогнозирования отказов деталей оборудования на основании моделей, учитывающих физические особенности процессов накопления повреждений, имеет большое значение определение зависимости, связывающей параметры оборудования и технологического процесса, и позволяющей получить функцию изменения значения технологической нагрузки за период t_n .

Нагруженность и напряженность детали зависит от ее места в кинематической цепи машины и способа соединения с другими деталями. Нагрузки на детали, входящие в одну кинематическую цепь, действуют, практически всегда, неравномерно. Зна-

чение изменения нагрузки при передаче от одной детали к другой определяется передаточным отношением и коэффициентом полезного действия [10].

Основные статические механические характеристики материала деталей (предел текучести σ_T , предел прочности σ_B , твердость $HV(HR)$) существенно зависят от химического состава, способов термической и других видов обработки, температуры и других факторов. Анализ многочисленных опытных данных [7] показывает, что для стали одной и той же марки исследователи получают различные усталостные и статические характеристики. Оптимальное соотношение свойств материала необходимо учитывать при проектировании, так как правильный выбор металла оказывает большое влияние на скорость накопления повреждений [13], а, следовательно, и на точность оценки повреждений детали.

Существенное влияние на протекание процессов повреждений в деталях оказывает наличие различных конструктивных факторов (наличие на валах проточек, галтелей с малыми радиусами закругления), являющихся концентраторами напряжений и наряду с вредным воздействием высоких температур и агрессивных сред, существенно снижающих усталостную прочность деталей. Эти факторы сказываются на скорости протекания процессов разрушения, скорости истощения ресурса детали, а значит, и точности оценки ее повреждений. Размер детали (масштабный фактор), как и конструкция, оказывает влияние на механические свойства и прочность деталей. Установлено [7], что с увеличением размеров деталей происходит снижение их усталостной прочности. Данный фактор также необходимо учитывать при оценке повреждений детали на стадии проектирования, и включать в модели, которые используются для описания процессов накопления повреждений на стадии эксплуатации.

Реальные детали часто имеют сложную форму, и аналитическое определение напряжений в них методами сопротивления материалов затруднено. При расчетах приходится упрощать, идеализировать форму таких деталей и привлекать сложный математический аппарат теории упругости, часто дающий приближенное решение [10]. Использование данного подхода в моделях, описывающих процесс накопления повреждений в деталях, существенно сказывается на точности их оценки.

Точность оценки повреждений деталей, подверженных усталостным поломкам, зависит от многих факторов, основными из которых являются: точность определения действующих напряжений, точность аппроксимации и экстраполяции кривой усталости и правильность выбора закона суммирования усталостных повреждений [7].

Отсутствие единой и стройной теории накопления усталостных повреждений обуславливает существование множества гипотез. Однако наибольшее распространение получила линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений Пальмгрена-Майнера [13]. Согласно этой гипотезе усталостное разрушение наступает тогда, когда сумма относительных повреждений Ψ_z по всем уровням амплитуд напряжений ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) достигает единицы (рис. 2).

Для вероятностных расчетов и прогнозирования отказов деталей, подверженных усталостным поломкам, используется также скорректированная линейная гипотеза суммирования повреждений В.П. Когаева [14].

Применение линейной гипотезы суммирования дает результаты близкие к экспериментальным, если число уровней напряжения в цикле нагружения и число циклов до разрушения достаточно велико и нет резко выделяющихся по величине амплитуд напряжений, что характерно для эксплуатационных напряжений.

Перечисленные выше факторы, учитываемые при прогнозировании сроков отказа, можно представить в виде структурной схемы (рис. 3).

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ - ДЕТАЛЬ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ФАКТОРЫ, УЧИТЫВАЕМЫЕ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПОВРЕЖДЕНИЙ

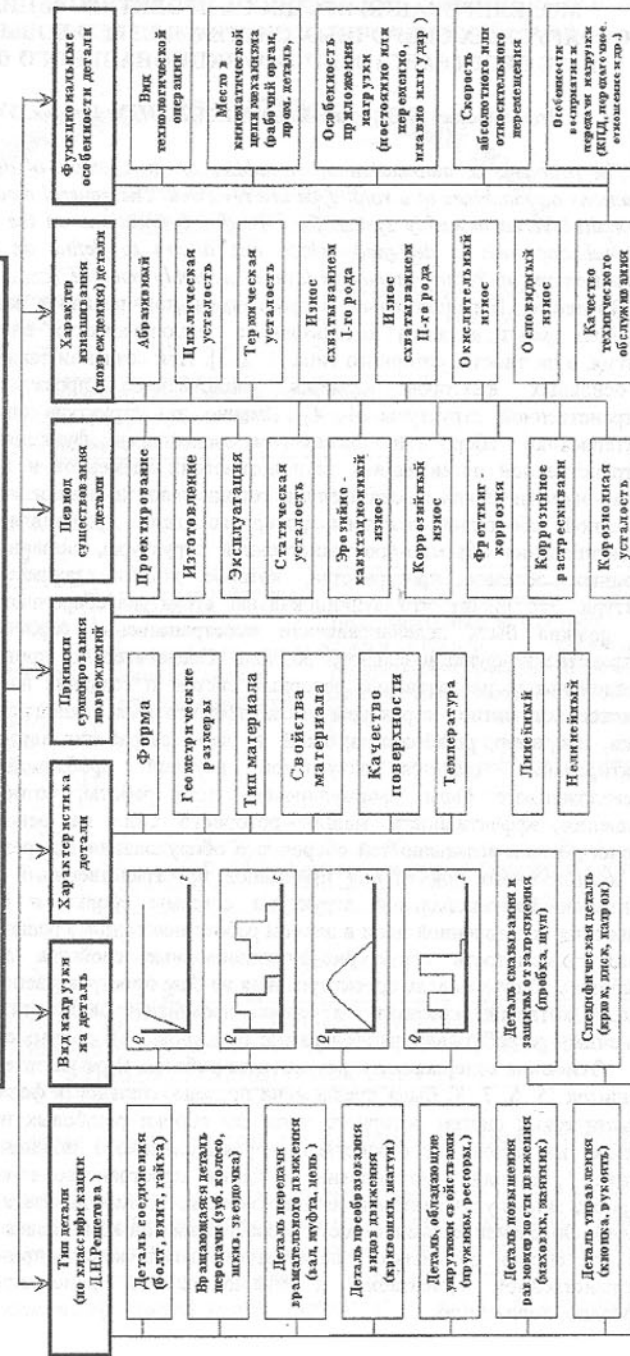


Рис. 3. Факторы, учитываемые при моделировании повреждений деталей металлургического оборудования

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ РОТОРНО-МНОГОЯРУСНЫХ СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ НА БАЗЕ ПРОСТРАНСТВЕННО-ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ПОДХОДА

Водолазская Н.В., Михайлов А.Н. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

The problems of automation of assemblies on an example of assembly of threaded connections on machines of a rotor type are reviewed. The general model of designing of a rotor-multi-layered assembly system for threaded connections on the basis of spatially-functional approach is designed, which one allows to define an internals, order of construction and operation rotor-multi-layered assembly machine.

Введение. Перспективным направлением при решении задач автоматизации сборочных работ является использование технологических систем непрерывного действия, в частности, роторного типа [1, 2, 3]. При создании таких сборочных одним из основных факторов является рациональное проектирование объемно-пространственной структуры [1, 4]. Именно эта структура определяет основные характеристики сборочной системы с заданными функциями, связанные с пространственной организацией технологических элементов и подсистем, а также технико-экономическими показателями сборки узлов и механизмов. Проектирование конкретной сборочной машины роторного типа представляет собой процесс компактирования объемно-пространственной структуры, связанный с сокращением свободных объемов пространства, которое должна занимать функциональная структура. Это значит, что функциональная структура сборочных машин роторного типа должна быть целенаправленно пространственно сориентирована на базе пространственно-функционального подхода. Следовательно, проведение структурно-функциональных исследований роторных систем и создание на основе их синтеза вариантов компактной структуры высокоэффективных технологических систем для сборки, например, резьбовых изделий, а также разработка алгоритмов и методики проектирования является актуальной научной проблемой. На основании вышеизложенного была сформулирована цель работы, которая заключается в повышении эффективности машин роторного типа на основании расширения технологических возможностей сборочного оборудования для резьбовых изделий, за счет комплексного применения принципов пространственного компактирования и ориентации функциональной структуры системы сборки и ее элементов. Для достижения поставленной цели в данной работе необходимо решить комплекс задач, а именно, рассмотреть структурно-функциональные свойства данной системы и разработать общую модель проектирования на базе пространственно-функционального подхода, который позволяет не только проанализировать эти свойства, но и в дальнейшем разрабатывать рациональные компоновки сборочных систем.

Основное содержание и результаты работы. В результате проведенных ранее разработок [5, 6, 7, 8] была предложена последовательность формирования структур автоматических систем роторного типа для сборки резьбовых изделий, реализация которых, на основе пространственно-функционального подхода, представлена на рисунке 1, в виде методологии создания пространственно-компактных машин роторного типа с улучшенными технико-экономическими показателями для резьбовых изделий. Обеспечение компактности разрабатываемой компоновки машины роторного типа для сборки резьбовых изделий путем комплексного применения принципов пространственной ориентации и функциональной ориентации, заключался в следующих положениях:

необходимости сориентировать каждый из элементов сборочной машин таким образом, чтобы вся компоновка занимала минимально возможный объем;

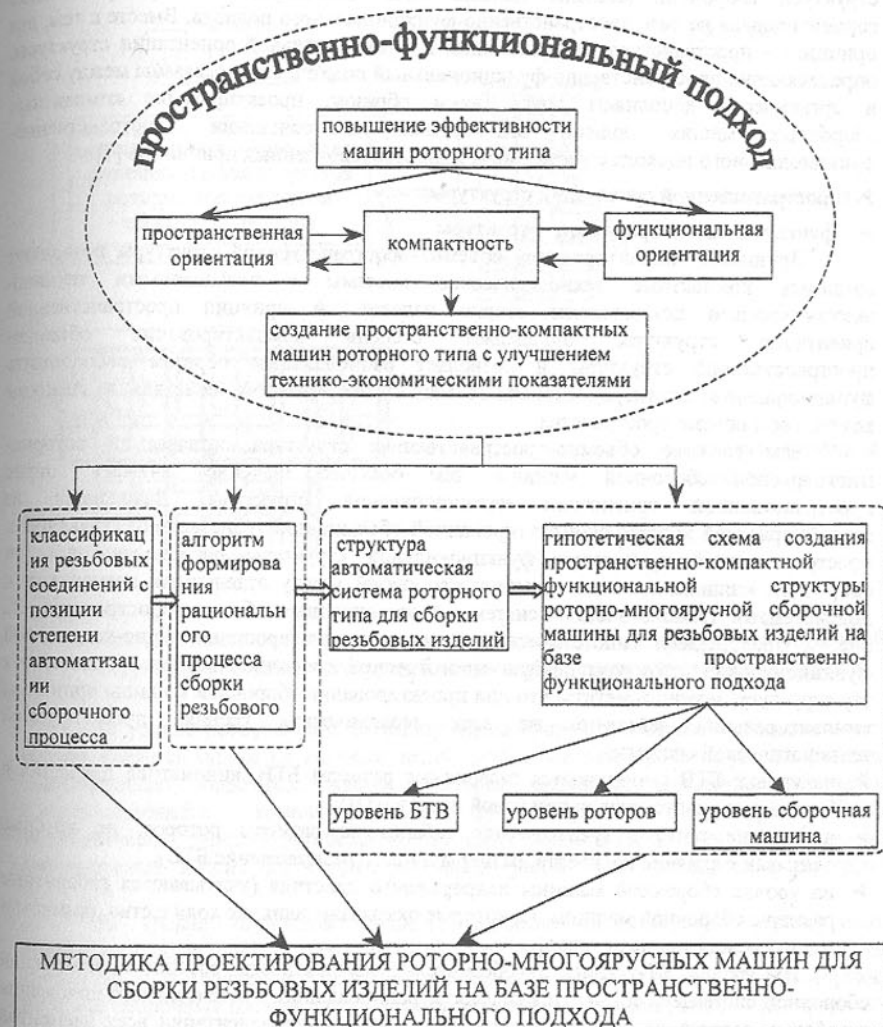


Рис.1. Схема-методология создания пространственно-компактных машин роторного типа

необходимости обеспечить такую функциональную ориентацию ее составляющих, чтобы минимизация пространственных объемов позволяла выполнять все функции любому элементу компоновки в соответствии с его технологическим назначением.

При проектировании роторно-многоярусной сборочной машины в процессе компактирования объемно-пространственной структуры в связи с сокращением

свободных объемов пространства функциональная структура должна занимать в пространстве определенные рациональные места. Это значит, что функциональная структура сборочной машины должна быть целенаправленно пространственно сориентирована на базе пространственно-функционального подхода. Вместе с тем, два принципа - пространственной ориентации и функциональной ориентации структуры, определяющие пространственно-функциональный подход, взаимосвязаны между собой и органически дополняют друг. Таким образом, проектирование компактных сборочных машин должно выполняться на основании пространственно-функционального подхода с учетом двух взаимообусловленных принципов [7]:

- пространственной ориентации структуры;
- функциональной ориентации структуры.

Принципы компактирования объемно-пространственной структуры позволяют создавать компактные технологические системы с повышенными технико-экономическими показателями сборки изделий. А принцип пространственной ориентации структуры определяет степень компактирования объемно-пространственной структуры и позволяет рациональным образом расположить функциональную структуру сборочных машин непрерывного действия в заданном компактном объеме пространства.

Чем сложнее объемно-пространственная структура создаваемой роторно-многоярусной сборочной машины, тем большее значение занимает вопрос пространственной ориентации функциональной структуры. Важнейшей из закономерностей хорошо скомпактированной объемно-пространственной структуры и пространственной ориентации функциональной структуры роторно-многоярусной сборочной машины является органичность связей между отдельными элементами и подсистемами технологической системы в ограниченных объемах пространства. На рис. 2 представлена гипотетическая схема создания пространственно-компактной функциональной структуры роторно-многоярусной сборочной машины. Анализируя эту структуру, можно заметить, что при проектировании сборочной машины принципы компактирования действуют на всех иерархических уровнях проектируемой технологической системы:

- на уровне БТВ (учитываются габаритные размеры БТВ, кинематика движения в блоках и схемы установки резьбовой пары в БТВ);
- на уровне роторов (учитываются габаритные размеры роторов, на которые оказывают влияние количества, размеры и место расположение БТВ);
- на уровне сборочной машины непрерывного действия (учитываются габаритные размеры сборочной машины, на которые оказывают влияние количество, размеры и место расположение роторов);

На уровне БТВ (рис. 2) обеспечение компактности роторно-многоярусной сборочной системы основывается на выборе рационального относительного положения резьбовых деталей на базе принципов пространственной ориентации всех элементов функциональной структуры БТВ. Поэтому были разработаны схемы установки резьбовых деталей [8], которые позволяют объединить комплекс показателей, таких как компактность, непрерывность, гибкость, многоярусность структур технологической системы, так как подобное расположение резьбовой пары обеспечивает наименьшее число исполнительных органов компоновки сборочной машины, т.е. способствует уменьшению пространственного объема сборочного блока машины, что в целом минимизирует объем всей конструкции и приводит к сокращению цепочки перемещений резьбовых деталей и узлов, что повышает надежность машины и уровень

качества сборки резьбового изделия, следовательно, расширяет технологические возможности машины.

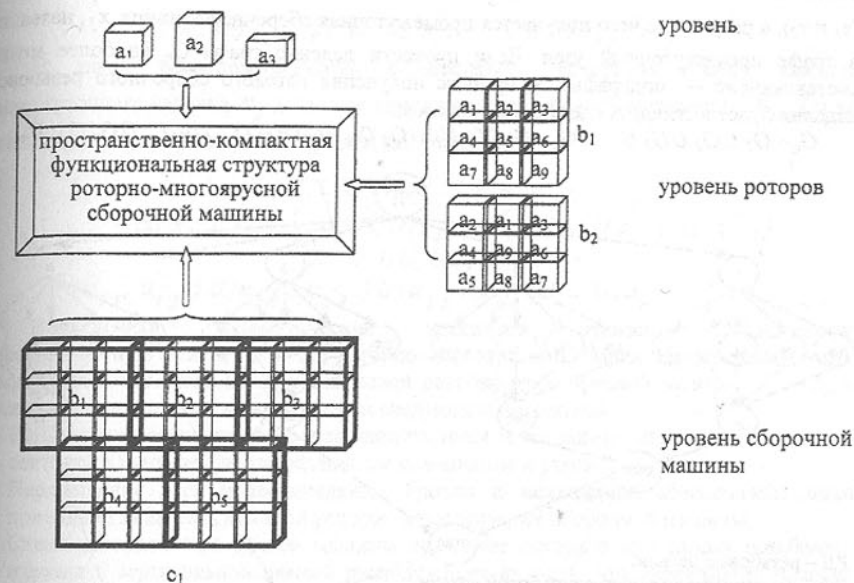


Рис. 2. Гипотетическая схема создания пространственно-компактной функциональной структуры роторно-многоярусной сборочной машины для резьбовых изделий

На уровне роторов (рис. 2) выбор числа сборочных блоков технологического ротора является одной из главных задач, решаемых при проектировании роторно-многоярусных сборочных машин, которая позволяет применить принципы пространственного компактирования функциональной структуры. Путем математических расчетов установлено, что число позиций сборочных блоков роторно-многоярусных машин по сборке резьбовых узлов будет находиться в пределах: $4 < z < 10$.

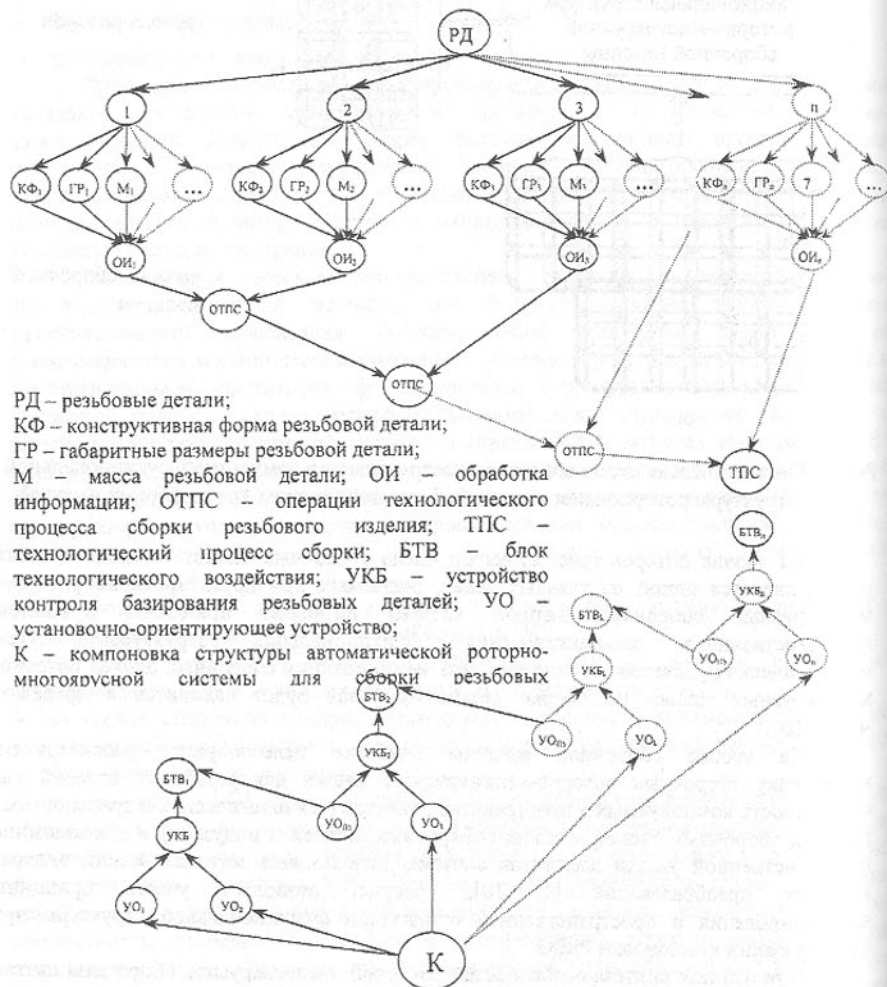
На уровне сборочной машины наиболее целесообразно рассматривать компоновку сборочных роторно-многоярусных машин для резьбовых изделий как совокупность компоновочных объектов (технологических и транспортных роторов, сборочных блоков и самих собираемых деталей и подузлов), а для взаимной пространственной увязки элементов системы использовать математический аппарат аффинных преобразований [4, 10], который позволяет учесть принципы компактирования и пространственной ориентации функциональной структуры при формировании компоновки РММ.

В результате синтеза особенностей роторной и многоярусной сборочных систем было предложено в дальнейшем использовать технологическое понятие — роторно-многоярусная сборочная система. Иерархическая структура [9, 10] реализации процесса сборки в такой системе, разработанная на основании гипотетической схемы создания пространственно-компактной функциональной структуры роторно-многоярусной

сборочной машины для резбовых изделий, представлена в виде графа (рис. 3).

Граф G_n отражает осуществление сборки абстрактного резбового изделия, состоящего из n элементов. На первом этапе происходит соединение 1-ой и 2-ой детали (x_1 и x_2), в результате чего получается промежуточная сборочная единица x'_1 , названная в графе промежуточный узел. Если провести деление графа G_n на более мелкие составляющие — подграфы, то процесс получения готового сборочного резбового изделия будет выглядеть следующим образом:

$$G_n = G_1 \cup G_2 \cup G_3 \cup \dots \cup G_n = G_1(X_1, U_1) \cup G_2(X_2, U_2) \cup G_3(X_3, U_3) \cup \dots \cup G_n(X_n, U_n)$$



РД — резбовые детали;
КФ — конструктивная форма резбовой детали;
ГР — габаритные размеры резбовой детали;
М — масса резбовой детали; ОИ — обработка информации; ОП — операции технологического процесса сборки резбового изделия; ТП — технологический процесс сборки; БТВ — блок технологического воздействия; УКБ — устройство контроля базирования резбовых деталей; УО — установочно-ориентирующее устройство;
К — компоновка структуры автоматической роторно-многоярусной системы для сборки резбовых

Рис. 3. Граф синтеза структуры объекта сборки и компоновки функционально-ориентированной структуры роторных систем для сборки резбовых изделий

Математическое описание подграфа G_1 для получения в процессе роторной сборки на многоярусных машинах промежуточного изделия на первом этапе записывается следующим образом:

$$G_1(X_1, U_1) \quad X_1 = \{x_1, x_2, x'_1\} \quad U_1 = \{u_{1'1}, u_{1'2}\}$$

В такой последовательности осуществляем роторную сборку каждого промежуточного изделия x'_j до получения готового резбового соединения X'_n . Тогда, учитывая формулу объединения графов, получим:

$$\begin{aligned} X_n &= X_1 \cup X_2 \cup X_3 \cup \dots \cup X_n = \\ &= \{x_1, x_2, x'_1\} \cup \{x'_1, x_3, x'_2\} \cup \{x'_2, x_4, x'_3\} \cup \dots \cup \{x'_{n-2}, x_n, x'_{n-1}\} \\ U_n &= U_1 \cup U_2 \cup U_3 \cup \dots \cup U_n = \\ &= \{u_{1'1}, u_{1'2}\} \cup \{u_{2'1}, u_{2'3}\} \cup \{u_{3'2}, u_{3'4}\} \cup \dots \cup \{u_{n-1' n-2'}, u_{n-1' n}\} \end{aligned}$$

Приведенные математические уравнения отражают обобщенную информационную модель процесса роторно-многоярусной сборки. На основании этого графа была разработана компоновка новой роторно-многоярусной машины [11, 12], к преимуществам которой можно отнести следующие положения:

- Роторно-многоярусная сборочная машина, имея те же задачи, что и роторная линия, состоит из меньшего числа различных механизмов и узлов.
- Перемещение всех исполнительных блоков и механизмов обеспечивает один приводной двигатель для всей роторно-многоярусной сборочной машины.
- Схема расположения блоков машины позволяет осуществлять сборку резбового изделия с вертикальной схемой расположения их осей, что увеличивает процент собираемости изделий.
- Передача штучных деталей из транспортного ротора в технологический, осуществляется без потери ориентации деталей, что имеет большое значение при сборке резбовых изделий из-за сложности их ориентации и базирования.
- Роторно-многоярусная сборочная машина имеет универсальную компактную структуру каждого из ярусов, что позволяет экономить производственную площадь, а также способствует уменьшению числа рабочих, занимающихся обслуживанием подобных систем.
- В конструкцию рабочего ротора входит контрольно-реагирующее устройство, обеспечивающее непрерывность сборочного процесса тем, которое осуществляет оповещение системы о недосборанных или неверно собранных резбовых изделиях, что позволяет удалять их и исключать повреждение инструментального блока;

Перечисленные преимущества подтвердили, выполненные в пакете MathCAD, расчеты производственных объемов, производительности и длительности производственного цикла. Результаты расчетов представлены в виде графиков на рис. 4, 5, 6.

Для сборочных машин роторного типа объемная производительность была определена по следующей формуле [1]:

$$P = \frac{V}{T_y \cdot V_1}$$

где V — объем производственного пространства, занимаемого сборочной машиной для резбовых соединений;

T_y — длительность технологического воздействия орудий и средств сборки на резбовые детали в течение цикла сборки;

V_1 – объем единичной технологической зоны сборки.



Рис. 4. Объемы компоновки сборочных машин

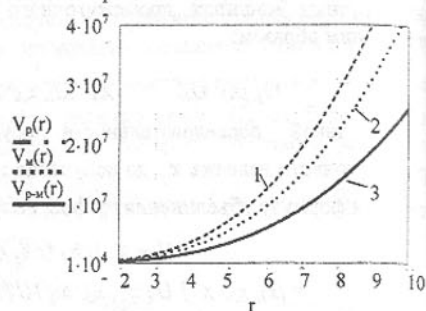


Рис. 5. Зависимости объемов компоновки от радиуса инструментального блока

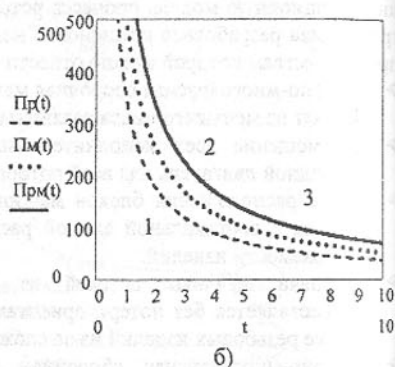
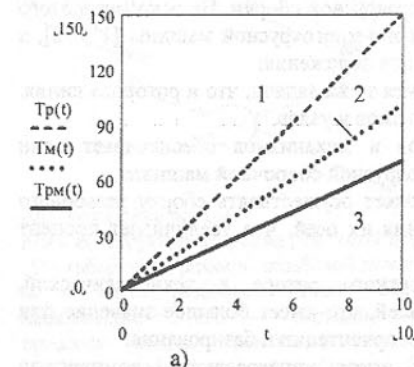


Рис. 6. Графики зависимостей длительности полного цикла (а) и объемной производительности (б) для каждого вида сборочных машин для сборки резьбовых изделий

Сокращение производственных объемов составило, по сравнению с роторной и многоярусной сборочными системами, соответственно: 16,2% и 10,3%, уменьшение длительности полного цикла сборки - в 2,14 и 1,15 раза, а увеличение объемной производительности - 44% и 24%.

Очевидные преимущества роторно-многоярусной сборочной системы потребовали дальнейшего ее исследования, которые проводились путем моделирования процесса проектирования роторно-многоярусной машины (РММ). Решение задачи исследования взаимосвязи между каждой составляющей роторно-многоярусной системы с целью организации рациональной последовательности проектных процедур потребовало разработки комплекса математических моделей, учитывающих технологические, конструкторские и экономические факторы, способствующие повышению производительности системы. Было принято решение вести процесс проектирования роторно-многоярусной сборочной системы на базе общей модели построения компоновки РММ для сборки резьбовых изделий.

Процесс проектирования проводился последовательно:

1 - в системе «технологический объект»; 2 - в системе «технологический процесс»; 3 - в системе «сборочная машина».

Множество отношений, представленных на рис 2, связывают элементы, подсистемы и системы проектируемой роторно-многоярусной сборочной системы. На основе этих моделей разработана общая методика проектирования РММ со схемой установки, которая основывается на использовании методов функционального, структурного и параметрического анализа и последующего синтеза каждой из подсистем сборки. Последовательность общей методики проектирования РММ можно реализовать в алгоритмическом виде (рис 7).

Разработан ряд программ, позволяющих:

- проводить анализ резьбовых деталей, входящих в сборочный узел и установить возможность сборки резьбового изделия на РММ для заданных производственных условий;
- определить число рабочих позиций РММ и найти оптимальное число сборочных блоков;
- оценить аналитически и графически влияние некоторых конструктивных параметров РММ на режимы ее работы;
- выполнить геометрико-кинематический синтез компоновки, задавая связь между каждым инструментальным блоком РММ.

Закключение. Общая модель проектирования роторно-многоярусной сборочной системы позволяет определить внутреннюю организацию, порядок построения и функционирования РММ путем концентрации взаимосвязей трех систем: «технологический объект», «технологический процесс сборки резьбового изделия» и «сборочная машина», а также положена в основу методики проектирования роторно-многоярусных машин для сборки резьбовых изделий на базе пространственно-функционального подхода.

Список литературы: 1. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия. — Донецк: ДонНТУ, 2002. — 379с. 2. Кошкин Л.Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1982 — 236 с. 3. Клузов И.А. Технологические системы роторных машин. — М.: Машиностроение, 1976 — 231 с. 4. Буч Г. Объектно-ориентированное проектирование с примерами применения: Пер. с англ. - М.: Конкорд, 1992. - 519 с. 5. Михайлов А., Водолазская Н. Некоторые аспекты модульной сборки резьбовых соединений. Technika i technologia montazu maszyn. № 59, -Rzeszow, 2002. -С. 135-143. 6. Водолазская Н.В. Анализ технологических процессов сборки резьбовых соединений International scientific conference UNITECH'02. Proceedings. Gabrovo, Bulgaria, 21-22 November 2002. P.359-361. 7. Михайлов А.Н., Водолазская Н.В. Основы создания компактной пространственно - ориентированной системы для сборки резьбовых соединений. Известия ДонНТУ – ТРТУ // Материалы четвертого Международного научно - технического семинара. Донецк – Таганрог. Изд-во ДонНТУ. – Т. 2, 2003, №3. –С. 112-117. 8. Водолазская Н.В. Выбор рациональной схемы расположения резьбовых деталей при реализации процесса многоярусной роторной сборки. 29. Jupiter konferencija. Zbornik radova. Masinski fakultet univerziteta u Beogradu. Beograd, Februar, 2003. –С.3 134-3 137. 9. Пермяков А. А. Выбор вариантов компоновки агрегатного станка на основе комплексного показателя компактности. //Вестник ХГПУ – Харьков: ХГПУ, 2002. – Вып.118. – С. 28-30. 10. Хубка В. Теория технических систем: Пер. с нем. - М.: Мир, 1987.- 208 с. 11. Водолазская Н. В., Михайлов О. М. Роторная складальная машина. Патент Украины № 63290А, В23Р 19/06 отпубл. 15.01.04 п. Бюл. №1. 12. Vodalazskaya N. V. Compactness specially oriented of technological system for assembly of threaded connection. Research and Development in Mechanical Industry. Proceedings. Volume 1. Serbia and Montenegro, 2003. – P. 578-586.

Слано в редакцию 19.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

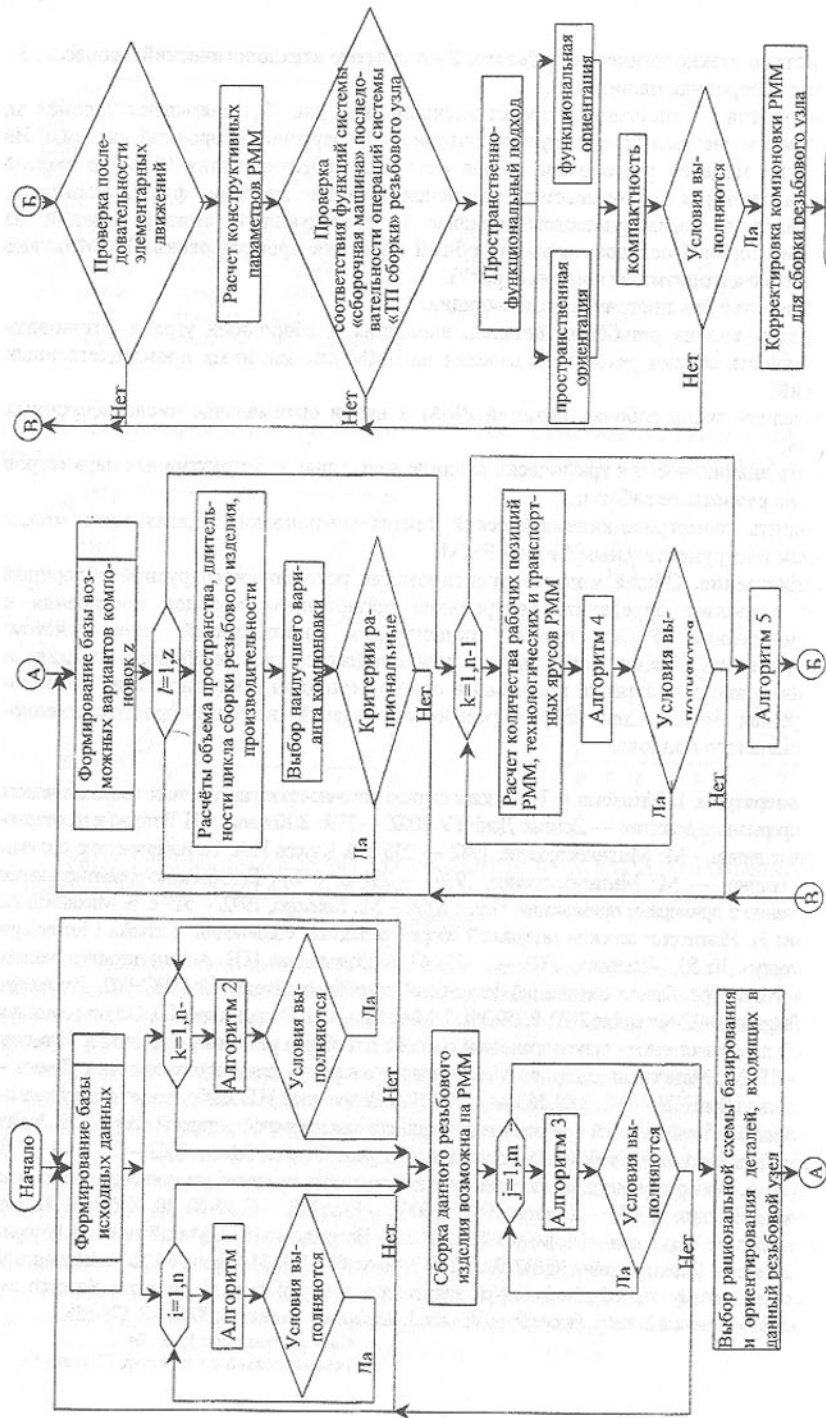


Рис. 7. Общий алгоритм реализации методики проектирования компоновки РММ для сборки резьбовых изделий

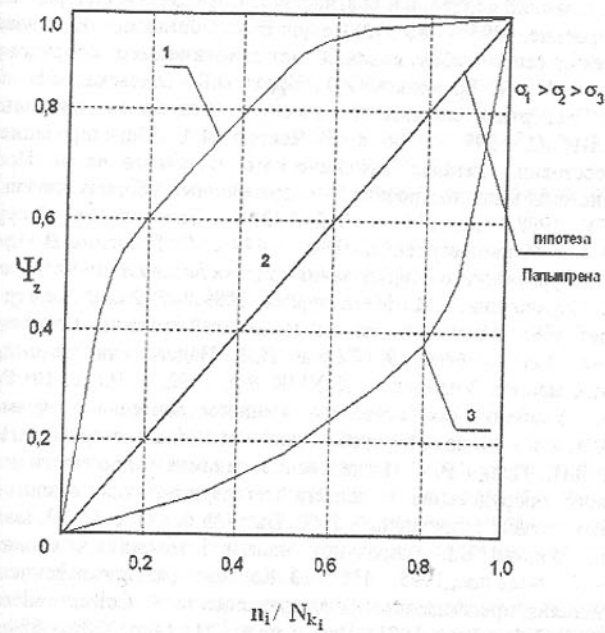


Рис. 2. Зависимость поврежденности при усталости Ψ_z от относительного числа циклов n_i / N_{k_i}

Еще одним определяющим фактором, наряду с технологическими нагрузками, в наибольшей степени проявляющимся на стадии эксплуатации деталей металлургического оборудования, является фактор технического обслуживания. Особенности и качество проявления этого фактора заложены непосредственно в организационной структуре ремонтной службы производственного цеха. Качество технического обслуживания и ремонта оборудования существенно сказывается на точности получаемых оценок меры повреждения деталей, и, как следствие, точности прогнозирования их ресурса [3].

Выводы. Наряду с прочими методами и подходами, решение задачи повышения надежности деталей металлургического оборудования, на стадиях проектирования и эксплуатации, может быть реализовано с использованием математического моделирования процессов повреждения, происходящих в них, позволяющего решать значительное количество технологических и исследовательских задач. Точность данных моделей определяется учетом большого количества разнообразных случайных факторов. Каждый фактор определяет особенности функционирования детали в реальных условиях производства. Для их учета, предлагается классификация факторов, используемых при моделировании повреждений деталей металлургического оборудования.

Список литературы: 1. Сидоров В.А., Кравченко В.М., Седуш В.Я., Ошовская Е.В. Техническая диагностика механического оборудования. – Донецк, Новый мир, 2003. –

125 с. 2. Неразрушающий контроль и диагностика. Справочник. Под ред. В. В. Клюева. - М.: Машиностроение, 1995. - 488 с. 3. Седуш В.Я., Сопилкин Г.В., Вдовин В.З и др. Организация технического обслуживания металлургического оборудования. - К.: Техніка, 1986. - 124 с. 4. Еременко Ю.И., Крахт В.Б., Ошовская Е.В., Седуш В.Я., Сопилкин Г.В. Экспертная система технического обслуживания машин. - Старый Оскол: СОФ МИСиС, 1999. - 306 с. 5. Ченцов Н.А. Моделирование изменения технического состояния деталей механического оборудования // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. - Донецк, ДонГТУ. 1998. Вып. №5. - С. 218-221. 6. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. - М.: Машиностроение, 1990. - 448 с. 7. Гребеник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. - М.: Металлургия, 1989. - 592 с. 8. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ - М.: Машиностроение, 1993 - 640с. 9. Седуш В.Я. Надежность ремонт, и монтаж металлургических машин: Учебник. - К.: УМК ВО, 1992. - 368 с. 10. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с. 11. Большаков В.И., Цапко В.К. Исследование динамики, прочности и надежности металлургического оборудования // Защита металлургических машин от поломок. Сборник научных трудов. Мариуполь. - 2002. Вып. № 6. - С. 6-27. 12. Иванченко Ф.К., Гребеник В.М., Ширяев В.І. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів.: Навч. посібник - К.: Вища шк., 1995. - 455 с. 13. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. (J. A. Collins Failure of materials in Mechanical Design, New York, 1981): Пер. с англ. - М.: Мир, 1984. - 624 с. 14. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. - М.: Высшая школа, 1991. - 319 с.

Сдано в редакцию 23.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Седуш В.Я.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ СЛОЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Сахно К.Н. (АГТУ, г. Астрахань, Россия)

In the given work the idea stated in the literature [1] is considered(examined). Results of research can be used at system engineering CAD/CAM of designing of pipelines and open an opportunity: arrangements of pipelines in view of scientifically-grounded maximum deviations and maintenance of the given requirements of trace; perfection of manufacturing techniques of pipes under the design information with the purpose of increase of volume of preliminary made pipes without adjustment « in a place ».

Последние годы характеризуются определенными усилиями в разработке САПР (система автоматизации проектных работ) трубопроводов на основе математического моделирования и использования ЭВМ с обеспечением выпуска чертежей трубопроводов с координатами трасс и технологической документации для изготовления труб без пригонки «по месту». Процесс получения труб различных конфигураций связан с выполнением операций резки и гибки труб. Именно от точности выполнения указанных операций зависят возможные отклонения координатных размеров труб. Резка и гибка труб выполняется на оборудовании, указанном в ОСТ

5.95057-90. Гибка труб осуществляется в холодном состоянии методом наматывания с применением калибрующей пробки на станках с ручным, полуавтоматическим и автоматическим управлением. В процессе холодной гибки в результате деформирования происходит изменение физико-механических свойств материала. В этом направлении широко известны и нашли применение исследования, связанные с аналитическим выражением зависимостей между напряжением и деформациями при упругопластическом изгибе труб; деформацией стенок и удлинением труб при холодной гибке; воздействием изгибающих моментов и пружинением при холодной гибке труб.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования составили основу расчетной методики (ОСТ 5.0005-81 / РД 5Р.0005-93 /), определяющей размеры для гибки с учетом удлинения и пружинения труб.

Процесс гибки, в общем случае, состоит из трех основных операций:

- продвижение (установка размера до начала погиба);
- погиб;
- разворот (установка угла между плоскостями погибов).

Представление получения конфигурации трубы посредством выполнения резки, продвижения, погиба, разворота (рис.1) является основополагающей идеей гипотезы о взаимосвязи конфигурации и отклонений координатных размеров труб [2, 3].

Целью данной работы является разработка теоретических основ подготовки производства трубопроводных систем сложных технологических комплексов. В данной работе планируется решить следующие задачи:

- разработать аналитические зависимости для определения влияния погрешностей выполнения операций резки и гибки на точность координатных размеров труб;
- разработать основы подготовки производства трубопроводных систем сложных технологических комплексов.

При исследовании влияния погрешностей на отклонения координатных размеров трубы важным требованием является учет направления гибки и, как следствие, используется понятие *направленного отрезка* или вектора. Теоретическая ось трубы представляется ломанной с векторными звеньями $L_1, L_2, \dots, L_i$.

Отклонение (C_i) любой точки трубы под влиянием погрешности продвижения (c_i) (рис.2) определяется соотношением:

$$C_i \begin{pmatrix} xc_i \\ yc_i \\ zc_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \end{pmatrix} \cdot \left(-1 + \frac{|L_i| + c_i}{|L_i|} \right) + s_i,$$

где $s_i = 0$ - для любой точки (за исключением конца трубы);

$$s_i = - \begin{pmatrix} X_k \\ Y_k \\ Z_k \end{pmatrix} \cdot \frac{c_i}{|L_k|} - \text{для конца трубы.}$$

Погрешность резки (по определению) влияет лишь на отклонение конца трубы. Отклонение (K) конца трубы под влиянием погрешности резки (k) (см. рис.2) определяется соотношением:

$$K \begin{pmatrix} xk \\ yk \\ zk \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_k \\ Y_k \\ Z_k \end{pmatrix} \cdot \left(-1 + \frac{|L_k| + k}{|L_k|} \right)$$

Отклонение (A_i) любой точки трубы (точки $M(x,y,z)$) под влиянием погрешности погиба (a_i) (рис.3) определяется соотношением:

$$A_i \begin{pmatrix} xa_i \\ ya_i \\ za_i \end{pmatrix} = R' \begin{pmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \end{pmatrix} - \left(L \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} - R'' \begin{pmatrix} X'' \\ Y'' \\ Z'' \end{pmatrix} \right),$$

где $R' \begin{pmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \end{pmatrix}$ — является решением системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \cos \left(a_i + \arccos \left(\frac{N \cdot (L - R)}{|N| \cdot |L - R|} \right) \right) &= \frac{N \cdot R'}{|N| \cdot |R'|} \\ |L - R''| &= |R'| \\ R' \cdot N \cdot (L - R'') &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$$L \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x - x_{i+1} \\ y - y_{i+1} \\ z - z_{i+1} \end{pmatrix}; \quad R'' \begin{pmatrix} X'' \\ Y'' \\ Z'' \end{pmatrix} = N \begin{pmatrix} Nx \\ Ny \\ Nz \end{pmatrix} \cdot \frac{(L_i \times L_{i+1}) \cdot L}{|L_i \times L_{i+1}|}; \quad N = (L \times (L_i \times L_{i+1}))$$

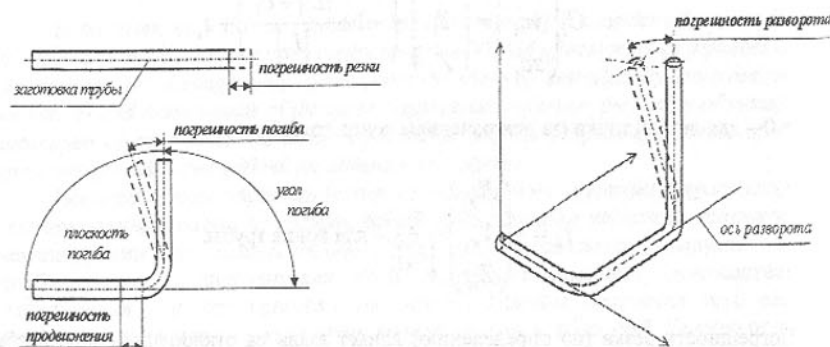


Рис.1. Погрешности операций резки, продвижения, погиба, разворота

Определение отклонения (B_i) любой точки трубы (точки $M(x,y,z)$) под влиянием погрешности разворота (b_i) (рис.4) аналогично определению отклонения погиба (A_i) при условии:

$$\begin{aligned} A_i \begin{pmatrix} xa_i \\ ya_i \\ za_i \end{pmatrix} &= B_i \begin{pmatrix} xb_i \\ yb_i \\ zb_i \end{pmatrix}; \quad R' = D'; \quad R'' = D''; \quad a_i = b_i; \\ R'' \begin{pmatrix} X'' \\ Y'' \\ Z'' \end{pmatrix} &= N \begin{pmatrix} Nx \\ Ny \\ Nz \end{pmatrix} \cdot \frac{L_{i+1} \cdot L}{|L_{i+1}|}; \quad N = L_{i+1} \times L \end{aligned}$$

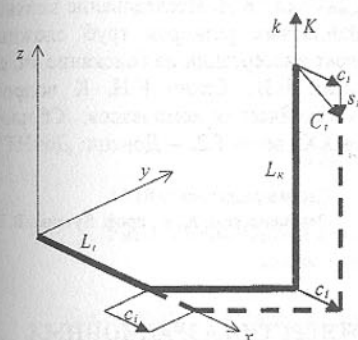


Рис.2. Влияние погрешностей резки и продвижения на отклонения координатных размеров труб

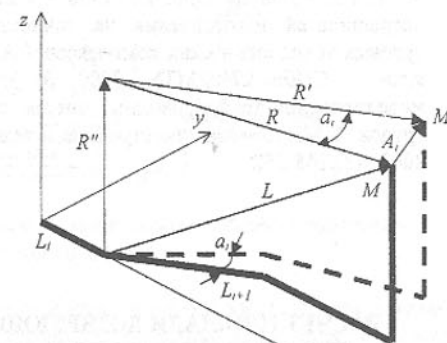


Рис.3. Влияние погрешности погиба на отклонения координатных размеров труб

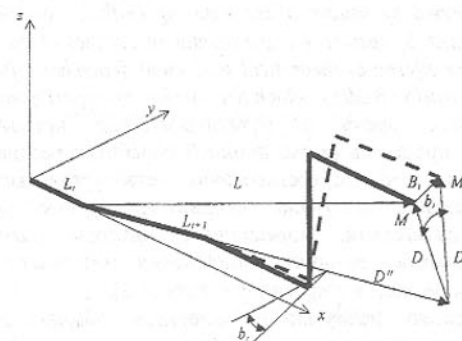


Рис.4. Влияние погрешности разворота на отклонения координатных размеров труб

Выводы. Разработанные аналитические зависимости составляют математическую основу для определения влияния погрешностей выполнения операций резки и гибки на точность координатных размеров труб. Представление получения конфигурации трубы посредством выполнения продвижения, погиба, разворота и резки является основополагающей идеей гипотезы о взаимосвязи конфигурации и отклонений координатных размеров труб. Результаты исследования могут быть использованы при разработке системы CAD/CAM проектирования трубопроводов и открывают возможность: расположения трубопроводов с учетом научно-обоснованных предельных отклонений и обеспечения заданных требований трассировки; совершенствования технологии изготовления труб по проектной информации с целью увеличения объема предварительно изготавливаемых труб без пригонки «по месту».

Список литературы: 1. Микитянский В.В., Сахно К.Н. Моделирование систем трубопроводов с учетом погрешностей изготовления труб. /Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения», выпуск 6. В 3-х т. Т.2. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – С.221-223. 2. Сахно К.Н. Исследование влияния погрешностей изготовления на точность координатных размеров труб сложных судовых технологических комплексов. / Автореферат диссертации на соискание уч. ст. к.т.н. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. 3. Микитянский В.В., Сахно К.Н. К вопросу моделирования трубопроводных систем сложных технических комплексов. /Сборник трудов X МНТК «Машиностроение и техносфера XXI века».Т.2. – Донецк: ДонНТУ, 2003. – С.248-252.

Сдано в редакцию 19.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

РАСЧЕТ ПЛОЩАДИ ДОЗИРУЮЩЕГО ОТВЕРСТИЯ АЭРАЦИОННЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ПЫЛЕВИДНЫХ И ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Седуш В.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The accuracy of a dosage powder and dust materials with aeration feeders in many respects is determined by square of their dosing orifice. Now choice of square of dosing orifice usually realize by results of experimental researches of the developed construction of feeder. In work are offered of theoretical settlement dependence for determination of square of dosing orifice aeration feeders, which are checked by experimental researches.

В настоящее время в металлургической промышленности для ряда технологических процессов (инжекционной обработки расплавов, вдувания угольной пыли в доменную печь, торкретирования металлургических агрегатов и ковшей) широкое применение получили пневмотранспортные установки, снабженные аэрационными питателями. Аэрационные питатели таких установок должны обеспечивать высокую точность дозирования материалов при безынерционном регулировании их расхода в широких пределах [1,2].

Под точностью дозирования материала обычно подразумевают степень отклонения мгновенной производительности питателя $m_{т.м}$ от ее расчетного значения m_t и устанавливают по зависимости:

$$\chi = \frac{|m_t - m_{т.м}|}{m_t} \cdot 100\%. \quad (1)$$

Для существующих конструкций питателей достигнутая точность дозирования составляет порядка 3% [3].

Одним из параметров, определяющих производительность питателя и точность дозирования материала в процессе его выдачи в пневмотранспортный трубопровод, является площадь дозирующего отверстия питателя (рис.1).

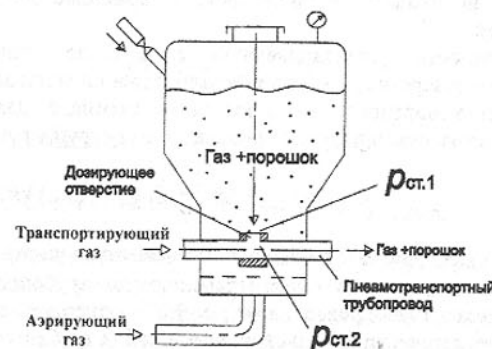


Рис.1. Схема выдачи газопорошковой смеси из дозирующего отверстия в пневмотранспортный трубопровод.

Как правило, площадь дозирующего отверстия устанавливается по результатам экспериментальных исследований, что связано со сложным характером процесса истечения газопорошковых смесей через отверстия [4-6].

Теоретические и экспериментальные исследование процесса истечения газопорошковых потоков через отверстия, проведенные автором статьи, позволили получить систему уравнений, описывающую процесс истечения газопорошковой смеси через дозирующее отверстие питателя.

$$\left\{ \begin{aligned} F_o &= \frac{m_t}{\mu_o \sqrt{2 \Delta p_o \rho_T (1 - \varepsilon_n)}}; \\ \mu_o &= 0,5; \\ \varepsilon_n &= 1,2 \cdot \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_T} \right); \\ m_{т.о} &= \frac{m_t (p_{ст.1} + p_{ст.2})}{2 \rho_T R T \left(\frac{1}{1 - \mu_o^2 (1 - \varepsilon_n)} - 1 \right)}; \\ p_{ст.1} &= \Delta p_o + p_{ст.2}, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где F_0 – площадь дозирующего отверстия, m^2 ; μ_0 – коэффициент расхода отверстия; Δp_0 – перепад статического давления газа на отверстии, Па; ρ_r – истинная плотность материала, kg/m^3 ; ε_m – истинное газосодержание газопорошковой смеси в отверстии; ρ_n – насыпная плотность материала, kg/m^3 ; $m_{г.о}$ – массовый расход газа в отверстии, kg/c ; $p_{ст.1}$, $p_{ст.2}$ – соответственно статическое давление газа до и после отверстия, Па; R – газовая постоянная, $Dж/(kg \cdot K)$, T – абсолютная температура, К.

Система уравнений (2) позволяет определить необходимую площадь дозирующего отверстия F_0 . Однако из 12 параметров, входящих в данную систему, известными являются только 4 параметра (ρ_r , ρ_n , R , T). Значения недостающих параметров необходимо устанавливать с помощью дополнительных уравнений и зависимостей.

Зависимость, устанавливающая статическое давление газа на выходе из дозирующего отверстия $p_{ст.2}$, которое необходимо для преодоления давления на выходе из пневмотранспортного трубопровода и перепада давления, затрачиваемого на движение потока смеси по пневмотранспортному трубопроводу, имеет вид

$$p_{ст.2} = p_{вых} + \Delta p_{тр} \pm (2p_{вых} + \Delta p_{тр})gh_{тр}/2RT, \quad (3)$$

где $p_{вых}$ – давление газа на выходе из пневмотранспортного трубопровода, Па; $\Delta p_{тр}$ – перепад давления газа в пневмотранспортном трубопроводе, Па; $\rho_{ср.тр}$ – средняя плотность газа в трубопроводе, kg/m^3 ; $g=9,81$ – ускорение свободного падения, m/c^2 ; $h_{тр}$ – разность геодезических уровней начала и конца трубопровода (знак “+” принимается, если геодезический уровень отрицательный), м; $W=m_r/(m_{г.о}+m_{г.тр})$ – массовая концентрация потока смеси в трубопроводе; $m_{г.тр}$ – массовый расход транспортирующего газа, kg/c .

Перепад давления газа в пневмотранспортном трубопроводе $\Delta p_{тр}$, определяемый потерями на трение смеси в трубопроводе в зависимости от давления в конце трубопровода, определяется зависимостью [5]:

$$\Delta p_{тр} = \sqrt{\xi_{тр}(1+k_{тр}W) \frac{l_3}{d_{тр}} \frac{(m_{г.о} + m_{г.тр})^2}{S_{тр}^2} RT} + p_{вых}^2 - p_{вых}, \quad (4)$$

где $\xi_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения чистого газа о стенку трубопровода; $k_{тр}=0,2$ – коэффициент дополнительного сопротивления трению; l_3 – эквивалентная длина трубопровода, м; $d_{тр}$ – внутренний диаметр трубопровода, м; $S_{тр}$ – площадь внутреннего сечения трубопровода, m^2 .

Значение коэффициента $\xi_{тр}$ устанавливается по зависимости [7]

$$\xi_{тр} = \left(\frac{0,55}{lg((m_{г.о} + m_{г.тр})/7d_{тр} \cdot \mu_r)} \right)^2, \quad (5)$$

где μ_r – коэффициент динамической вязкости газа, Па·с.

Необходимый перепад статического давления газа на дозирующем отверстии определяется заданной точностью дозирования материала χ и амплитудой колебаний давления газа на дозирующем отверстии Δp_n :

$$\Delta p_0 = \frac{|\Delta p_n|}{1 - (1 - 0,01\chi)^2}. \quad (6)$$

Автором работы [8] было получено среднее значение амплитуды колебаний давления газа на дозирующем отверстии

$$\Delta p_n = \frac{\Delta p_{вых}}{2 \sinh(\psi)}, \quad (7)$$

где $\Delta p_{вых}$ – амплитуда колебаний давления газа на выходе из пневмотранспортного

трубопровода, Па; $\psi = \frac{l_2}{c} \sqrt{\frac{\sqrt{w^4 + (2b)^2 w^2} - w^2}{2}}$ – параметр, учитывающий

характеристики пневмотранспортного трубопровода и транспортируемой среды; c – средняя скорость звука в газопорошковой среде, m/c ; w – частота колебаний, Гц; $2b$ – приведенный коэффициент линейного трения газопорошковой смеси в трубопроводе.

Среднюю скорость звука в газопорошковой среде c можно рассчитать по следующей зависимости

$$c = \sqrt{k_{г.р} RT \cdot \frac{k_u}{(k_u + W)} \left(1 + \frac{k_u W (p_{вых} + p_{ст.2})}{2 \rho_r RT} \right)}, \quad (8)$$

где $k_{г.р}$ – показатель адиабаты газа; $k_u = 1,54$ – коэффициент учитывающий отношение скорости газа к скорости твердого материала в трубопроводе.

При движении по трубопроводу газопорошковой смеси, среднее значение приведенного коэффициента линейного трения для смеси в круглом трубопроводе составляет

$$2b = \frac{\xi_{тр}(1+k_{тр}W)(m_{г.о} + m_{г.тр})RT}{0,785d_{тр}^3(p_{ст.2} + p_{вых})}. \quad (9)$$

При наличии дополнительных уравнений (3)-(9), система уравнений (2) позволяет устанавливать значение F_0 , если заданы параметры χ , m_r , $m_{г.тр}$, $k_{г.р}$, μ_r , $p_{вых}$, $\Delta p_{вых}$, w и предварительно установлены параметры пневмотранспортного трубопровода $d_{тр}$, l_3 , $h_{тр}$.

В соответствии с приведенными зависимостями были рассчитаны параметры аэрационного питателя [9] пневмотранспортной установки для инжестирования порошковой серы и соды в расплав чугуна с производительностью 1-2,5 kg/min . Для обеспечения точности дозирования материала $\chi=0,5\%$ площадь дозирующего отверстия F_0 (при его диаметре 8 мм) составила 50,3 mm^2 .

Опытно-промышленные исследования питателя показали, что точность дозирования материала питателем χ близка к расчетной и составляла в опытах 0,3-0,5% в зависимости от плотности транспортируемого материала.

Таким образом, проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили установить вид зависимостей для определения необходимой площади дозирующего отверстия в аэрационных питателях при заданной точности дозирования материала.

Список литературы: 1. Большаков В.И., Седуш В.С., Лифенко Н.Т. Увеличение точности дозирования порошковых и пылевидных материалов пневмотранспортными установками // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 2002. - №1. - с. 85-87. 2. Фрейсмуэт А., Гиттерле В. Состояние техники и перспектива возможного развития десульфурации передельного чугуна // Сталь. - 2001. - №4. - С. 20-22. 3. Хорнберг Х., Балдин Г. Современный пневматический дозатор для установок десульфурации передельного чугуна по способу одно- и двухкомпонентного вдувания // Черные металлы. - 2000. - Декабрь. - С. 22-25. 4. Сидоренко Г.Н. Совершенствование системы дозирования и контроля расхода пылеугольного топлива при вдувании в доменную печь: Дис... канд. техн. наук: 05.16.02.- Донецк, 1986. - 152с. 5. Кузнецов Ю.М., Шляпников Л.К., Шур Е.С. Аэродинамика системы вдувания порошкообразных материалов в ковш // Сталь. - 1987. - №7. - С.31-34. 6. Псевдоожигание. Под. Ред. И Дэвидсона и Д. Харрисона / Пер. с англ. В.Г. Айнштейна, Э.Н. Гельперина, В.Л. Новобратского под. ред. проф. Н.И. Гельперина. - М.: Химия, 1974. - С. 567-590. 7. Кузнецов Ю.М. Камерный питатель для процессов инъекционной металлургии (эксперимент, расчет, конструкция). Производственно-техническое издание. - М.: Интермет Инжиниринг, 2000. - 57 с. 8. Чарный И.А. Неуставившееся движение реальной жидкости в трубах. - М.-Л.: Гостехтеориздат, 1951. - 224 с. 9. Лифенко Н.Т., Седуш В.С., Сидоренко Г.Н. Питатели для систем пневматической подачи порошковых и зернистых материалов в металлургические расплавы // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 2002. - №10. - с.151-153.

Сдано в редакцию 10.02.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Нечепасев В.Г.

ОБЗОР МЕТОДА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗАНИЕМ

Сморкалов Н.В., Зарипов М.М. (КамПИ, г. Набережные Челны, Россия)

Roughing conditions of modern production, under the circumstances of strong competition make search for more and more effective productive ways of obtaining new products at the least possible costs on different resources, including the losses on tooling. But the quality, reliability, life service of cutting instrument play an important role in providing the quality, precision of produced parts, productivity and effective process treatment

В настоящее время практически не создана ни одна универсальная модель, позволяющая решать одинаково успешно и эффективно как прямую, так и обратную задачу для различного вида инструмента. Подавляющая часть существующих моделей применяется в тех случаях, когда производящая поверхность инструмента и (или) поверхность детали допускают скольжение "самой по себе" [1]. Сопряженная

поверхность, не допускающей скольжение "самой по себе", представляется обычно в виде семейства профилей, не связанных в единую поверхность [2]. Недостатком моделей, основанных на принципе твердотельного моделирования, является неимоверный объем вычислений.

В случае решения задач, имеющих выход на инструментальное производство, отсутствует возможность непосредственного моделирования режущих кромок после описания передней и задней поверхности. Использование большинства методов в общем случае не позволяет дать точную количественную оценку погрешности формообразования. Таким образом, для решения сложных задач формообразования возникает необходимость в разработке универсального численного метода, применение которого позволяет решать указанные выше проблемы.

В данной статье приведен обзор численного метода решения прямой и обратной задачи формообразования при обработке резанием [3], который основан на взаимодействии исходной поверхности и линии формообразования. Численное моделирование поверхности детали и производящей поверхности инструмента производится с помощью двух семейств координатных линий, описанных параметрическими сплайнами, или сплайна двух переменных [4].

Поверхность, заданная при решении задачи, будем называть исходной, а ту поверхность, которую нужно определить - сопряженной. При решении прямой задачи исходной поверхностью является поверхность детали (P_d), а сопряженной -

производящая поверхность (P_n) режущего инструмента. Соответственно при решении обратной задачи исходной является P_n , а сопряженной - P_d .

Численное моделирование как исходной, так и сопряженной поверхности целесообразно выполнить в самом общем виде с помощью двух семейств координатных линий, описанных параметрическими сплайнами, или с помощью сплайна двух переменных. Каждое семейство координатных линий принадлежит соответствующему семейству сечений. В частных случаях одно, или оба семейства координатных линий могут иметь аналитическое описание. Координатные линии при этом, как правило, получают традиционный статус образующих и направляющих.

В основу предлагаемого численного метода положено взаимодействие исходной поверхности и некоторой линии, которую в дальнейшем называется линией формообразования (L). Это линия, на которой определяется положение узловой точки сопряженной поверхности. Каждую узловую точку сопряженной поверхности можно рассматривать, как экстремальное положение точки L пересечения исходной поверхности с L_f .

В качестве L_f , как правило, следует брать линию пересечения поверхностей первого и второго семейства сечений сопряженной поверхности. В этом случае каждая узловая точка сопряженной поверхности будет принадлежать одновременно координатным линиям первого и второго семейства, что существенно упрощает технику построения параметрических сплайнов.

В качестве примера рассматривается решение прямой задачи, когда с линией формообразования L_f , являющейся линией пересечения поверхностей первого и второго семейства сечений (P_n и P_d) производящей поверхности, взаимодействует поверхность детали P_d . Здесь P_n - поверхность, образованная при вращении образующей вокруг оси инструмента, а P_d - его осевая плоскость.

Принципиальной особенностью этой модели является то, что поверхности P_d и P_n , как правило, имеют строгие границы, конфигурация которых будет зависеть от конструкции реальной детали, или режущего инструмента, а также от технологического варианта обработки. Например, при решении прямой задачи

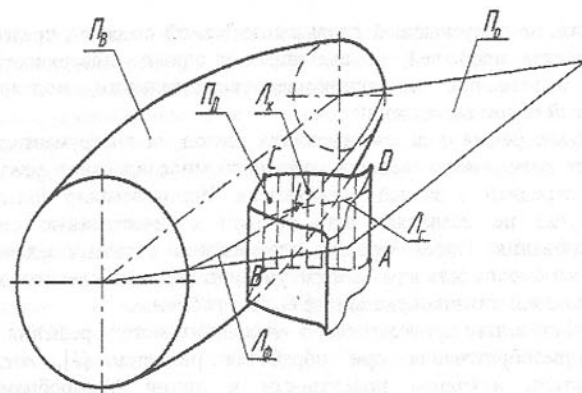


Рис. 1. Принципиальная схема универсального численного метода моделирования сопряженной поверхности

исходная поверхность детали ограничена линией $ABCD$. Линия, ограничивающая поверхность Π_D , или Π_n , называется граничной линией (рис. 1).

Определение конфигурации граничной линии, если по чертежу детали, или режущего инструмента выполнить в аналитическом виде не представляется возможным, удобно выполнить с помощью двух семейств координатных линий. Граничная линия при этом делится, как правило, на четыре части. Два противоположных участка граничной линии, например AD и BC совпадают с двумя координатными линиями одного семейства, показанного на схеме, а два других участка AB и CD с двумя координатными линиями другого семейства. Каждый из участков граничной линии описывается соответствующими параметрическими сплайнами.

На рис. 2 а, б, в, г, д показан ряд вариантов формирования граничных линий, состоящих из четырех участков. Поверхность может быть замкнута, например, если она является поверхностью вращения для детали, или инструмента дискового типа. В этом случае два противоположных участка граничной линии из четырех совпадают между собой (рис. 2, е).

Если поверхности Π_D или Π_n представить сплайном двух переменных, используя нормированную параметризацию (по суммарной длине хорд, то четырехугольную область можно привести к единичному квадрату $[0,1] \times [0,1]$. В этом случае граничная линия однозначно определяется при построении сплайна.

В том случае, если исходная поверхность представлена сплайном двух переменных, то координаты точки L ее пересечения с линией формообразования, можно рассчитать непосредственно в ходе многопараметрической оптимизации.

Представление исходной поверхности двумя семействами координатных линий, описанных параметрическими сплайнами, требует на первом этапе определения линии сечения (Π_D) исходной поверхности, поверхностью Π_D одного из семейств сечений сопряженной поверхности

Каждая узловая точка линии L_C определится, как точка пересечения координатной линии L_K одного из семейств координатных линий исходной поверхности с поверхностью Π_D . Это семейство координатных линий называется базовым. Его выбор необходимо произвести так, чтобы количество узловых точек L_C было по возможности большим. Кроме этого каждая координатная линия L_K должна иметь только одну точку

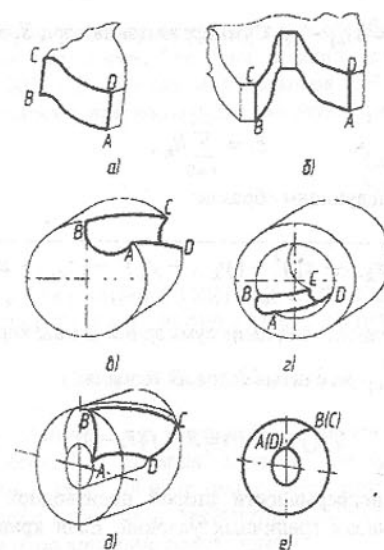


Рис. 2. Варианты формирования граничных условий.

пересечения с поверхностью сечения. Опыт практического применения рассматриваемого метода показал, что выбор базового семейства координатных линий исходной поверхности и семейства сечений сопряженной поверхности с учетом приведенных требований обычно затруднений не вызывает.

После расчета координат ряда узловых точек L_C выполняется для них построение параметрического сплайна и определение координат точки L пересечения линий L_C и L_K .

Для описания плоских и пространственных кривых, какими являются линии формообразования и координатные линии в общем случае, одним из наиболее универсальных средств являются параметрические кубические сплайны. Совокупность сплайнов вида $S(x; \bar{s})$, $S(y; \bar{s})$, $S(z; \bar{s})$ принято называть интерполяционным параметрическим сплайном. В приведенных выражениях $\bar{s}$ - суммарная длина хорд. Для $\bar{s} \in [\bar{s}_i, \bar{s}_{i+1}]$ каждый из приведенных выше сплайнов можно записать в виде:

$$S(f; \bar{s}) = \sum_{\alpha=0}^3 \alpha_{i\alpha} (\bar{s} - \bar{s}_i)^\alpha$$

где коэффициенты $\alpha_{i\alpha}$, $\alpha = 0, 1, 2, 3$ вычисляются для каждого $i = 0, \dots, N$ при решении системы уравнений:

$$S(f; \bar{s}_i) = f_i, S(f; \bar{s}_{i+1}) = f_{i+1}, S'(f; \bar{s}_i) = f'_i, S'(f; \bar{s}_{i+1}) = f'_{i+1}.$$

Решение этой системы позволяет получить следующее выражение:

$$S(f; \bar{s}_i) = f_i(1-t)^2(1+2t) + f_{i+1}(3-2t)t^2 + f'_i h_i(1-t)^2 t - f'_{i+1} h_i(1-t)t^2. \quad (1)$$

Здесь $t = (\bar{s} - \bar{s}_i) / h_i$, $h_i = \bar{s}_{i+1} - \bar{s}_i$. Суммарная длина хорд $\bar{s}_i$ определится по формуле:

$$\bar{s}_i = \sum_{k=0}^{i-1} h_k,$$

где h_k рассчитывается следующим образом:

$$h_k = \sqrt{(x_{k+1} - x_k)^2 + (y_{k+1} - y_k)^2 + (z_{k+1} - z_k)^2}.$$

Аналогично можно рассчитать значение суммарной длины хорд $\bar{s}_{i+1}$. Значения первых производных f'_i и f'_{i+1} рассчитываются из условия:

$$S''(f; \bar{s}_i + 0) = S''(f; \bar{s}_i - 0)$$

Приведенное условие непрерывности второй производной рассматривается в точках $\bar{s}_i, i = 1, 2, \dots, N-1$ с учетом граничных условий. Если кривая замкнута, имеет смысл использовать периодические граничные условия:

$$S^{(r)}(f; a) = S^{(r)}(f; b), r = 1, 2$$

Здесь границы отрезка имеют следующее значение: $a = 0$, $b = \bar{s}_N$.

Из приведенного выражения следует, что периодические граничные условия определяют равенство первых и вторых производных сплайна на концах отрезка. Как уже было сказано, эти условия целесообразно использовать, когда кривая замкнута. В других случаях имеет смысл использовать граничные условия, которые определяют непрерывность третьих производных в точках $p = 1$ и $p = N-1$:

$$S'''(f; \bar{s}_p + 0) = S'''(f; \bar{s}_p - 0), p = 1, N-1$$

Взяв в качестве f координаты x , y , и z , из (1) получаем $S(x; \bar{s})$, $S(y; \bar{s})$, $S(z; \bar{s})$. В ряде случаев удобно выполнить так называемую нормированную параметризацию по суммарной длине хорд. При этом производится переход от фактической суммарной длины хорд $\bar{s}$ к параметру $\bar{s} / \bar{s}_N$, принадлежащему отрезку $[0, 1]$.

Таким образом, представленный универсальный численный метод решения прямой и обратной задач формообразования на основе математического аппарата сплайн-функций, позволяет решать эффективно широкий круг задач, встречающихся на инструментальном производстве.

Статья печатается на средства гранта Министерства образования Российской Федерации - Т02-06.6-276

Список литературы: 1. Лашнев С.И., Юликов М.И. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. - М.: Машиностроение, 1975. - 391 с. 2. Юликов М.И., Горбунов Б.И., Колесов Н.В. Проектирование и производство режущего инструмента. - М.: Машиностроение, 1987. - 296 с. 3. Сморгалов Н.В.

Моделирование процесса формообразования при обработке резанием // Автоматизация и информационные технологии: Тез. докл. Межвуз. науч.-практ. конф. - Набережные Челны: КамПИ, 2002. - С. 105-106. 4. Сморгалов Н.В. Моделирование поверхностей при обработке резанием с помощью сплайнов двух переменных // СТИН. - 2002. - № 6. - С. 30-32.

Слано в редакцию 16.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

КЕРУВАННЯ ТЕХНІЧНОЮ ЕФЕКТИВНІСТЮ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНО - ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Собчук Л.Н., (ЛДТУ, м. Луцьк, Україна)

The attempt of introducing engineering efficiency of load and transport systems as dynamic concept, instead of statistical is made. The opportunity of forming indexes engineering efficiency on six interior and exterior control loops is exhibited. The most effective expedient of a heightening engineering efficiency is the rational choice of service and fiscal functions of an automatic control system.

Вступ. Фундаментом технологічної ефективності завантажувально - транспортних систем (ЗТС) деревообробки є її інженерно - технічне забезпечення, в яке входить як проектування та виготовлення таких систем, так і їх успішна експлуатація. При цьому якщо раніше проектуванню ЗТС в рамках одного підприємства приділялася основна увага, то тепер центр перемістився на придбання готових добре зарекомендованих систем та їх послідовну експлуатацію, тобто технічні служби підприємства повинні бути зайняті в основному виготовленням виробів, а інформаційні - пошуком та замовленням під ключ оригінальних та високоефективних зразків.

У загальному ЗТС складається з трьох потоків: деталей та інструментів, енергії та інформації [1], які необхідні при будь якому виготовленні продукції. У перший потік входять як предмети виробництва, так і контрольні пристрої та інші засоби впливу на предмет виробництва. Для їх взаємодії використовується енергетичний потік. Інформаційний потік включає дані про матеріальні ресурси, закони їх взаємодії, керуючі сигнали про дані отриманих результатів та інші умови функціонування. ЗТС виконує такі основні функції: транспортування деталей та інструментів, їх накопичення, завантаження верстатів деталями і інструментами з їх розвантаженням (базування, установка, закріплення). Якщо решта функцій є необхідними, то накопичення деталей чи вузлів є потрібними лише при великій продуктивності обладнання для забезпечення їх стабільної подачі. [2] При високо надійному технологічному обладнанні накопичення деталей і вузлів є непотрібним навіть шкідливим.

Таким чином три вказані потоки: механічний, енергетичний та інформаційний мають свої інтерфейси.

Функціональний інтерфейс - це зовнішні параметри, що визначають функціонування елемента в системі при обробці відповідного потоку.

Механічний інтерфейс визначається малогабаритними параметрами, з'єднувальними розмірами та вимогами складання елементів. [3],

Інформаційний інтерфейс визначає потребу, рівні, способи підключення та правила обміну інформаційними потоками. Вказані інтерфейси створюють окремі підсистеми в ЗТС.

Функції, що виконують ЗТС розбиваються на основні цільові, сервісні, фінансові, та корекційні мети. Стабільність виконання цих функцій і визначає технічну ефективність ЗТС деревообробки.

Технічна ефективність ЗТС може визначатись її коефіцієнтом протягом періоду експлуатації, який аналізується, як відношення

$$E = \frac{U \cdot (C \cdot T_p)}{K_n}, \quad (1)$$

де Π – вартість річного випуску продукції; C – його технологічна собівартість;
 T_p – транспортні затрати доставки споживачам; K_n – капіталовкладення.

Більш точно її можна визначити з виразу [4]

$$E = \Delta P / K_o, \quad (2)$$

де ΔP – збільшення випуску продукції за рахунок покращень елементів ЗТС;
 K_0 – капіталовкладення, що забезпечили цей приріст.

При цьому економічна ефективність визначається мінімумом приведених затрат

$$C + EK \rightarrow \min \quad (3)$$

де E – нормативний коефіцієнт ефективності;

К – питомі капіталовкладення на одиницю продукції.

Метою статті є спроба представлення технічної ефективності ЗТС не як статичного об'єкту а як динамічного, який змінюється у просторі та часі. Необхідно також розкрити головні контури керування технічною ефективністю в інформаційному просторі.

Викладання основного матеріалу. Керування технічною ефективністю ЗТС передбачає використання шести контурів (Рис. 1)

Контур І автоматичного керування ЗТС представляє собою керування *in line*, в котрому директивні значення параметрів системи порівнюються із фактичними і по їх непогодженню розраховуються і автоматично реалізуються керуючі дії. Для цього використовуються, засоби формування сигналів і вводу їх в САК, засоби обробки інформації та розрахунку керуючих дій, засоби інформування керуючих сигналів і автоматичні виконавчі механізми котрі реалізують ці дії [4]. В цьому контурі окрім цільових можуть використовуватись і сервісні функції, котрі реалізують процеси діагностування окремих механізмів і автоматичне відключення їх у випадку аварійної відмови. Тут можуть проводитись також процеси автоматичного хронометражу.

Контур II реалізується з участю оператора і називається керування *off line*. Це у випадку, якщо немає засобів автоматичної реалізації керуючих дій і тому необхідна участь оператора. Такі контури повинні бути організованими для оперативного керування з допомогою також і сервісних функцій.

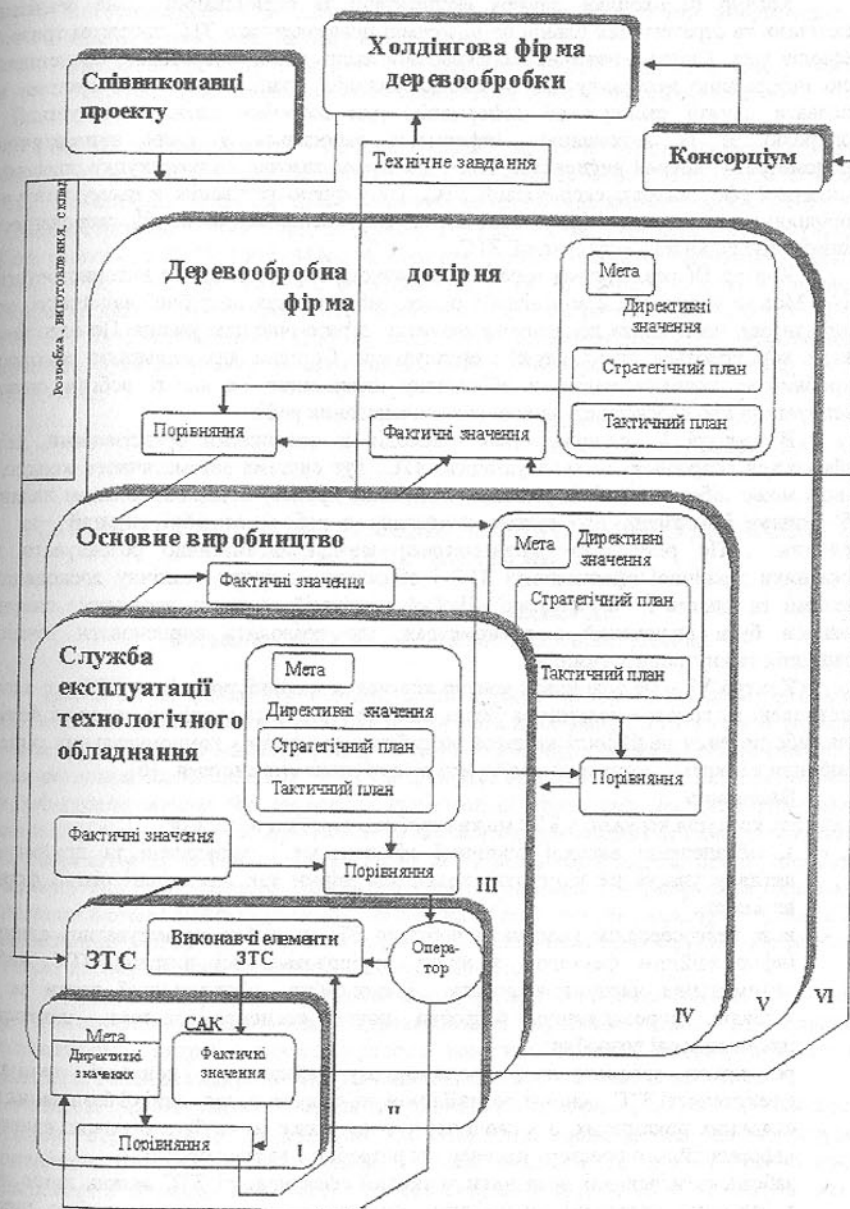


Рис.1. Структура керування технічною ефективністю ЗТС

Контур III охоплює службу експлуатації та спрямований на реалізацію технічних та стратегічних планів по підтримці працездатності ЗТС протягом тривалих періодів часу. Система повинна контролювати якість праці операторів і представляти всю інформацію необхідну для вдосконалення цієї праці. Окрім того, система має надавати службі експлуатації інформацію для розробки планів експлуатації та контролю за їх виконанням. Інформація заноситься у файл автоматичного хронометражу, котрий використовується для автоматизованого розрахунку показників фактичної ефективності експлуатації ЗТС. Тому суттю керування в цьому контурі є порівняння директивних і фактичних даних і вироблення керуючих дій, скерованих на мінімізацію відхилень експлуатації ЗТС.

Контур IV реалізується в рамках основного виробництва, де використовується ЗТС. Метою керування є мінімізація браку, забезпечення потрібної надійності, всіх видів затрат, планування подальшого розвитку, стратегічне планування. По одержаних даних коректуються плани служби експлуатації. Система для керівників основного виробництва повинна надавати об'єктивну інформацію по якості роботи служби експлуатації про своєчасність виконання запланованих робіт.

В контурі V організовується взаємодія із зовнішніми організаціями, котрі займаються розробкою та експлуатацією ЗТС. Тут система автоматичного контролю також може забезпечити інформаційну підтримку процесу контролю шляхом надання об'єктивної інформації про суттєві неполадки в роботі, аварійні ситуації та їх причини. По результатах хронометражу можна автоматично розрахувати всі показники технічної ефективності ЗТС і об'єктивно оцінити технічну досконалість системи та якість її експлуатації. Любий зовнішній контроль параметрів системи повинен бути включений в хронометраж, що дозволить порівнювати точність зовнішніх та внутрішніх вимірів.

Контур VI – це зовнішній контур керування надійністю роботи ЗТС, в якому зацікавлені як головна холдінгова фірма, так і внутрішні та зовнішні проектні фірми. Для забезпечення надійності на етапі розробки структурно - компонувальних рішень необхідні конкретні показники надійності різних елементів системи. [6]

Висновок.

З аналізу контурів керування ЗТС можна зробити наступні висновки:

- в забезпеченні високої технічної ефективності зацікавлені та приймають активну участь на внутрішні холдінгові фірми так і зовнішні різної форми власності;
- всім безпосереднім учасникам робіт по ЗТС потрібно користуватись єдиним інформаційним фактором в якому вирішуються всі питання ЗТС, вибір оптимальних параметрів роботи і економічно обгрунтованої плати за їх купівлю, впровадження, розробки нових елементів системи, конкретні інжинірингові розробки;
- результати автоматичного хронометражу займають в контролі технічної ефективності ЗТС основні позиції і можуть скласти основу єдиної бази даних по основних показниках, а в свою чергу вона також може бути основою єдиного інформаційного простору інженерних розробок у деревообробці;
- забезпечити основні показники технічної ефективності ЗТС можна лише при детальному проведенні відповідних заходів на всіх етапах життєвого циклу системи та її елементів, починаючи від науково – дослідних і конструкторських розробок нових способів автоматичного завантаження та транспортування об'єктів виробництва, реалізуючих конструкторських елементів, їх

виготовленню та складанню, експлуатації та нагляду за нею у відповідності з міжнародними стандартами якості ISO 9000:

- раціональний вибір сервісних і фіскальних функцій САК вважається сьогодні найбільш ефективним способом підвищення технічної ефективності ЗТС.

Список літератури: 1. Автоматическая загрузка технологических машин: Справочник / Под ред. И.А. Клусова, - М.: Машиностроение, 1990,- 400с. 2. Бобров В.П., Чеканов Л.И. Транспортные и загрузочные устройства автоматических линий.- М.: Машиностроение, 1980,- 298с. 3. Друкер П. Управление нацеленное на результаты. Пер. с англ.- М: ТШБ, 1994.-344с.; 4. Конструкторско – технологическая информатика 2000. – М.: Станкин, 2000. 5. Богуславский И. В. Принципы создания подсистем концептуального проектирования, входящих в интегрированные САПР// СТІН.- 1999.-№ 7.- С3-6, Sammavy (для перевода PROMT). 6. Максимів В.М. Моделювання процесів функціонування автоматичних ліній деревообробки. - Львів: Укр. ЛДТУ, 1997.-184с.

Сдано в редакцію 16.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДАХ

Спруогис Б., Турла В., Ильин И.

(Вильнюсский ТУ им. Гедиминаса, г.Вильнюс, Литва)

One of the components of hydraulic drives is pump. Reduce of pulsations of liquid in pumps is one of the most important problems in hydraulic pumps. In the article method of reduce of pulsations of working liquid of drive's pump using a clutch with elastic element had been presented. Mathematical model of the drive had been created and it had been examined in sub-systems writing the conforming mathematical expressions and performing digital analysis of them. Graphical dependences of resistance angle moment in transition process of the pump drive as well as of clutch turning angle and pump's angular speed from casual frequency had been presented. Also dependences of parameters of pump drive from casual resistance moment had been presented. At the end of the paper the couplings introduced into production as well as some graphical dependences determined experimentally are presented in order to compare them with that calculated theoretically.

1. Введение. В разных отраслях машиностроения, в технологических процессах и на транспорте используются гидравлические приводы. Одна из основных составляющих гидравлического привода является система равномерной подачи жидкости. Рабочая жидкость в гидравлической системе снабжается насосом. В процессе работы насоса появляются значительные пульсации рабочей жидкости, которые отрицательно воздействуют на двигатель привода. Во многих случаях приводной двигатель насоса с самим насосом соединяются через зубчатую муфту (например, в приводах нефтяных насосных установок и др.). Зубчатые муфты имеют плохие компенсирующие свойства соединяемых валов, плохо гасят крутильные колебания и не обеспечивают виброизоляцию валопровода, а тем самым являются причиной уменьшения надежности гидравлического привода. Особенно в мощных насосных установках появляются значительные пульсации перекачиваемой жидкости, из-за чего появляются достаточно большие (до 8...10 мм) осевые несоосности

Контур III охоплює службу експлуатації та спрямований на реалізацію технічних та стратегічних планів по підтримці працездатності ЗТС протягом тривалих періодів часу. Система повинна контролювати якість праці операторів і представляти всю інформацію необхідну для вдосконалення цієї праці. Окрім того, система має надавати службі експлуатації інформацію для розробки планів експлуатації та контролю за їх виконанням. Інформація заноситься у файл автоматичного хронометражу, котрий використовується для автоматизованого розрахунку показників фактичної ефективності експлуатації ЗТС. Тому суттю керування в цьому контурі є порівняння директивних і фактичних даних і вироблення керуючих дій, скерованих на мінімізацію відхилень експлуатації ЗТС.

Контур IV реалізується в рамках основного виробництва, де використовується ЗТС. Метою керування є мінімізація браку, забезпечення потрібної надійності, всіх видів затрат, планування подальшого розвитку, стратегічне планування. По одержаних даних коректуються плани служби експлуатації. Система для керівників основного виробництва повинна надавати об'єктивну інформацію по якості роботи служби експлуатації про своєчасність виконання запланованих робіт.

В контурі V організовується взаємодія із зовнішніми організаціями, котрі займаються розробкою та експлуатацією ЗТС. Тут система автоматичного контролю також може забезпечити інформаційну підтримку процесу контролю шляхом надання об'єктивної інформації про суттєві неполадки в роботі, аварійні ситуації та їх причини. По результатах хронометражу можна автоматично розрахувати всі показники технічної ефективності ЗТС і об'єктивно оцінити технічну досконалість системи та якість її експлуатації. Любий зовнішній контроль параметрів системи повинен бути включений в хронометраж, що дозволить порівнювати точність зовнішніх та внутрішніх вимірів.

Контур VI – це зовнішній контур керування надійністю роботи ЗТС, в якому зацікавлені як головна холдінгова фірма, так і внутрішні та зовнішні проектні фірми. Для забезпечення надійності на етапі розробки структурно - компонувальних рішень необхідні конкретні показники надійності різних елементів системи. [6]

Висновок.

З аналізу контурів керування ЗТС можна зробити наступні висновки:

- в забезпеченні високої технічної ефективності зацікавлені та приймають активну участь на внутрішні холдінгові фірми так і зовнішні різної форми власності;
- всім безпосереднім учасникам робіт по ЗТС потрібно користуватись єдиним інформаційним фактором в якому вирішуються всі питання ЗТС, вибір оптимальних параметрів роботи і економічно обгрунтованої плати за їх купівлю, впровадження, розробки нових елементів системи, конкретні інжинірингові розробки;
- результати автоматичного хронометражу займають в контролі технічної ефективності ЗТС основні позиції і можуть скласти основу єдиної бази даних по основних показниках, а в свою чергу вона також може бути основою єдиного інформаційного простору інженерних розробок у деревообробці;
- забезпечити основні показники технічної ефективності ЗТС можна лише при детальному проведенні відповідних заходів на всіх етапах життєвого циклу системи та її елементів, починаючи від науково – дослідних і конструкторських розробок нових способів автоматичного завантаження та транспортування об'єктів виробництва, реалізуючих конструкторських елементів, їх

виготовленню та складанню, експлуатації та нагляду за нею у відповідності з міжнародними стандартами якості ІО 9000:

- раціональний вибір сервісних і фіскальних функцій САК вважається сьогодні найбільш ефективним способом підвищення технічної ефективності ЗТС.

Список літератури: 1. Автоматическая загрузка технологических машин: Справочник / Под ред. И.А. Клусова, - М.: Машиностроение, 1990,- 400с. 2. Бобров В.П., Чеканов Л.И. Транспортные и загрузочные устройства автоматических линий.- М.: Машиностроение, 1980,- 298с. 3. Друкер П. Управление нацеленное на результаты. Пер. с англ.- М: ТШБ, 1994.-344с.; 4. Конструкторско – технологическая информатика 2000. – М.: Станкин, 2000. 5. Богуславский И. В. Принципы создания подсистем концептуального проектирования, входящих в интегрированные САПР// СТІН.- 1999.-№ 7.- С3-6, Sammavy (для перевода PROMT). 6. Максимів В.М. Моделювання процесів функціонування автоматичних ліній деревообробки. - Львів: Укр. ЛДТУ, 1997.-184с.

Сдано в редакцію 16.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДАХ

Спруогис Б., Турла В., Ильин И.

(Вильнюсский ТУ им. Гедиминаса, г.Вильнюс, Литва)

One of the components of hydraulic drives is pump. Reduce of pulsations of liquid in pumps is one of the most important problems in hydraulic pumps. In the article method of reduce of pulsations of working liquid of drive's pump using a clutch with elastic element had been presented. Mathematical model of the drive had been created and it had been examined in sub-systems writing the conforming mathematical expressions and performing digital analysis of them. Graphical dependences of resistance angle moment in transition process of the pump drive as well as of clutch turning angle and pump's angular speed from casual frequency had been presented. Also dependences of parameters of pump drive from casual resistance moment had been presented. At the end of the paper the couplings introduced into production as well as some graphical dependences determined experimentally are presented in order to compare them with that calculated theoretically.

1. Введение. В разных отраслях машиностроения, в технологических процессах и на транспорте используются гидравлические приводы. Одна из основных составляющих гидравлического привода является система равномерной подачи жидкости. Рабочая жидкость в гидравлической системе снабжается насосом. В процессе работы насоса появляются значительные пульсации рабочей жидкости, которые отрицательно воздействуют на двигатель привода. Во многих случаях приводной двигатель насоса с самим насосом соединяются через зубчатую муфту (например, в приводах нефтяных насосных установок и др.). Зубчатые муфты имеют плохие компенсирующие свойства соединяемых валов, плохо гасят крутильные колебания и не обеспечивают виброизоляцию валопровода, а тем самым являются причиной уменьшения надежности гидравлического привода. Особенно в мощных насосных установках появляются значительные пульсации перекачиваемой жидкости, из-за чего появляются достаточно большие (до 8...10 мм) осевые несоосности

соединяемых валов, а радиальные несоосности превышают допустимые возможности зубчатых муфт.

В Вильнюсском техническом университете им. Гедиминаса создано более чем 200 разных типов конструкций упругих соединительных и стабилизирующих устройств вращательного движения [1,2], новизна и оригинальность которых защищены авторскими свидетельствами и патентами. Данные конструкции обладают хорошими компенсационными свойствами соединяемых валов, а также стабилизацией вращательного движения и виброизоляцией валопровода. Используя данные конструкции в приводах, увеличивается надежность работы привода и эксплуатационный ресурс.

2. Конструктивная схема муфты. Муфта состоит из двух полумуфт – ведущей 1 и ведомой 2 (рис. 1), связанных соединительными упругими кольцами 3, свободно входящими в продольные пазы, расположенные с постоянным шагом по периметрам наружной окружности ступицы ведущей полумуфты и внутренней окружности обода ведомой полумуфты [3]. Кольца 3 размещены в плоскостях, проходящих через ось вращения муфты, и расположены на равном удалении от оси вращения. Соединительные упругие кольца могут вставляться в продольные пазы с диаметром поверхности дна пазов, большим чем их наружный диаметр ($R = (1,2 \dots 1,4)R_k$), где R – радиус кривизны поверхности дна паза, R_k – наружный радиус соединительного упругого кольца) и фиксироваться стопорными ограничителями 4 с возможностью перекачивания, а также без фиксации, т.е. в паз, поверхность дна которого выполнена с кривизной, равной наружному диаметру кольца. Такими профилями пазов можно регулировать податливость муфты в осевом и угловом направлениях. Для удобства сборки муфты установлены гильзы 5, которые крепятся к полумуфтам крепежом и имеют пазы, соответствующие пазам полумуфт. Упругие кольца могут быть точеными (рис. 1,б), витыми (рис. 1,с,д), в виде Архимедовой спирали (рис. 1,е).

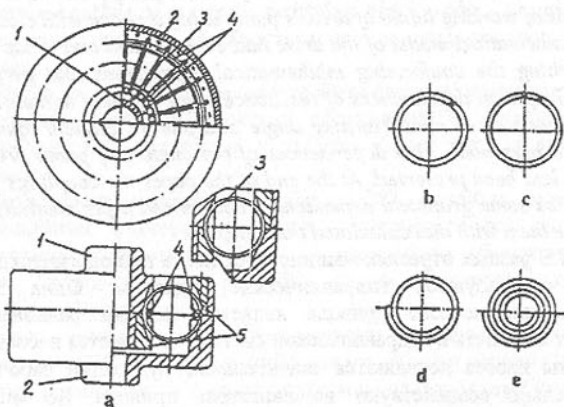


Рис.1. Конструктивная схема муфты

Муфта работает следующим образом.

В статическом положении и при вращении без нагрузки ведущая 1 и ведомая 2 полумуфты не сдвинуты одна относительно другой и упругие кольца лежат в

плоскостях, проходящих через ось вращения муфты. Под воздействием крутящего момента полумуфты 1 и 2 проворачиваются относительно друг друга и деформируют соединительные упругие кольца 3, на которые действуют центробежные и восстанавливающие силы упругости, стремящиеся выпрямить их в строго радиальном направлении. Осевые и угловые смещения соединяемых валов компенсируются за счет перекачивания и сжатия упругих колец 3 в пазах полумуфт. Муфта обладает повышенной несущей способностью, повышенной устойчивостью при передаче значительных нагрузок, особенно в переходящих режимах, повышенной стабилизацией вращения, улучшенной податливостью в осевом и угловом направлениях, увеличенной долговечностью.

3. Исследование динамики роторной гидравлической системы с муфтой

Исследуем динамику роторной системы с оговоренной муфтой, когда упругим соединительным элементом в муфте является пружинное кольцо в виде Архимедовой спирали (рис. 1,е). Геометрические параметры кольца определяются так:

$$\begin{aligned} R_{\max} &= R_{\min} + di, \\ \theta_{\min} &= 2\pi / d \cdot R_{\min}, \\ \theta_{\max} &= \theta_{\min} + 2\pi i, \end{aligned} \quad (1)$$

где d – диаметр пружинной проволоки, из которой навито упругое кольцо, i – число витков проволоки в Архимедовой спирали, $R_{\max}$, $R_{\min}$ – максимальный и минимальный радиусы, $\theta_{\max}$, $\theta_{\min}$ – максимальный и минимальный полюсные углы. Задаваясь $R_{\min}$ и d , можно определить все геометрические параметры кольца Архимедовой формы.

3.3. Насосный привод. За основу исследований принят насосный привод [1], который состоит из электродвигателя, валов, муфты со свободно расположенными упругими кольцами в виде Архимедовой спирали (рис. 2,а). Крутильные колебания привода будем исследовать методом прямого математического моделирования, который базируется на основных законах механики: законе импульса момента, энергии и т.д. В общем случае напряжения σ , деформации ϵ и угловые скорости ω зависят от координаты x сечения и времени t . Каждый вал привода разбиваем на соответствующее число элементов. Элементы нумеруются слева направо, т.е. координата левого конца первого элемента $(j+1) - x = 0$, а координата правого конца последнего элемента $(j - n) - x = L$, где L – длина вала. Длина каждого элемента $\Delta x = L/n$. Через каждый шаг времени Δt с концов элемента в его середину передаются возмущения напряжений. Когда возмущения достигают середины элемента, они отражаются и распространяются обратно к концам элемента. Через соответствующий промежуток времени Δt в элементе образуется определенное напряженное состояние. Оно меняется на каждом шагу времени Δt . Шаг времени $\Delta t = \Delta x / c_j$, где c_j – скорость распространения упругой волны в j -ом элементе. Если валы привода неоднородны, то длины элементов в них равны: $\Delta x_j / \Delta x_k = c_j / c_k$.

Если материал, из которого изготовлен вал, упругий, то скорость распространения волны равна:

$$c_j = \sqrt{G_j / \rho_j}, \quad (2)$$

где G_j , ρ_j – модуль сдвига и плотность материала j -ого элемента.

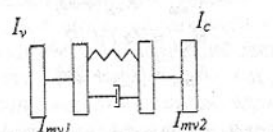
Далее все выражения будут записаны в безразмерной форме. Для этого вводим следующие константы:

$$\begin{aligned} c_0 &= \sqrt{G_0 / \rho_0}; \quad a_0 = \rho_0 c_0 I_n; \quad M_0 = \rho_0 c_0 I_n \omega_0 = a_0 \omega_0; \\ f_0 &= \omega_0 / 2\pi; \quad I_{n0} = a_0 / f_0; \quad \tau = f_0 t; \quad a_i = \frac{(\rho c I_n)_i}{\rho_0 c_0 I_n}, \end{aligned} \quad (3)$$

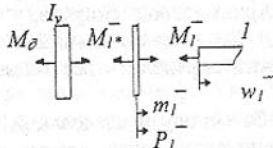
где I_n - полярный момент инерции сечения, M_0 - крутящий момент, ω_0 - угловая скорость, I_{m0} - момент инерции масс, f_0 - частота.

Исследуем основные элементы привода.

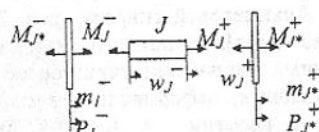
3.2. Электродвигатель - вал (рис. 2, б) Угловая скорость ω_1^- левого конца первого элемента и крутящий момент M_1^- равны:



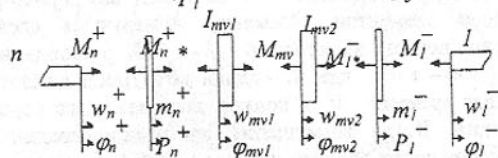
а)



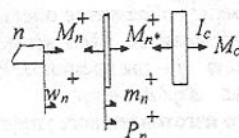
б)



в)



г)



д)

Рис. 2. Привод насоса: а - схема привода насоса; б - структурный элемент системы «электродвигатель - вал»; в - структурный элемент вала; г - структурный элемент системы «вал - муфта - вал»; д - структурный элемент системы «вал - насос»

$$\omega_1^- = [I_v \omega_{10} + (M_d - M_{10} - m_1^- - \alpha_1 \omega_{10}) \Delta \tau] / [I_d + (1 + \eta_1) \alpha_1 \Delta \tau] \quad (4)$$

$$M_1^- = [I_v (M_{10} + m_1^- - \eta_1 \alpha_1 \omega_{10}) - (1 + \eta_1) \alpha_1 \Delta \tau M_d] / [I_d + (1 + \eta_1) \alpha_1 \Delta \tau] \quad (5)$$

где знак “-” указывает, что параметры левого конца, m_1^- - дополнительный крутящий момент, приложенный в левом конце элемента, η_1 - коэффициент пропорциональности, входящий в момент сопротивления P_1

$$P_1 = \eta_1 \alpha_1 \omega_1, \quad (6)$$

M_d - крутящий момент электродвигателя:

$$M_d = M_{d0} + \Delta \tau (g_0 - g_1 \omega_{10} - g_2 M_{d0}), \quad (7)$$

где g_0, g_1, g_2 - константы электродвигателя. Крутящий момент равен:

$$M_1 = M_1^- - m_1^- + \eta_1 \alpha_1 \omega_1^-. \quad (8)$$

3.3. Элемент вала (рис. 2, в). Угловая скорость ω_j^- левого конца j -ого элемента и крутящие моменты M_j^-, M_j^+ равны:

$$\omega_j^- = (m_{j-1}^+ + m_j^- - M_{j-10} + M_{10} + \alpha_{j-1} \omega_{j-10} + \alpha_j \omega_{10}) / [(1 + \eta_{j-1}) \alpha_{j-1} + (1 + \eta_j) \alpha_j] \quad (9)$$

$$M_j^- = \left[\begin{aligned} &-(1 + \eta_j) \alpha_j m_{j-1}^+ + (1 + \eta_{j-1}) \alpha_{j-1} m_j^- + (1 + \eta_j) \alpha_j M_{j-10} + (1 + \eta_{j-1}) \alpha_{j-1} M_{j0} - \\ &-(1 + \eta_j) \alpha_{j-1} \alpha_j \omega_{j-10} (1 + \eta_{j-1}) \alpha_j \omega_{j0} \end{aligned} \right] / [(1 + \eta_{j-1}) \alpha_{j-1} + (1 + \eta_j) \alpha_j] \quad (10)$$

$$M_j^+ = M_j^- - m_j^- + \eta_j \alpha_j \omega_j^-. \quad (11)$$

Угловая скорость ω_j^+ правого конца j -ого элемента и крутящие моменты M_j^+, M_j^- равны:

$$\omega_j^+ = (m_j^+ + m_{j+1}^- - M_{j0} + M_{j+10} + \alpha_j \omega_{j0} + \alpha_{j+1} \omega_{j+10}) / [(1 + \eta_j) \alpha_j + (1 + \eta_{j+1}) \alpha_{j+1}] \quad (12)$$

$$M_j^+ = \left[\begin{aligned} &-(1 + \eta_{j+1}) \alpha_{j+1} m_j^+ + (1 + \eta_j) \alpha_j m_{j+1}^- + (1 + \eta_{j+1}) \alpha_{j+1} M_{j0} + (1 + \eta_j) \alpha_j M_{j+10} - \\ &-(1 + \eta_{j+1}) \alpha_j \alpha_{j+1} \omega_{j0} (1 + \eta_j) \alpha_j \omega_{j+10} \end{aligned} \right] / [(1 + \eta_j) \alpha_j + (1 + \eta_{j+1}) \alpha_{j+1}] \quad (13)$$

$$M_j^- = M_j^+ - m_j^+ + \eta_j \alpha_j \omega_j^+, \quad (14)$$

где знак "+" указывает, что параметры правого конца.

Переменное с нулевым индексом указывает его переменную величину на предыдущем шаге времени.

3.4. Структурный элемент системы «вал – муфта – вал» (рис. 2, г). В общем случае принимаем, что крутящий момент, передаваемый муфтой, равен:

$$M_{mv} = \sum_{i=1}^n C_i \delta^i + \sum_{i=1}^n D_i H^i, \quad (15)$$

где C_i , D_i - константы;

$$\delta = \varphi_{m1} - \varphi_{m2}; \quad H = \omega_{m1} - \omega_{m2}.$$

Основные уравнения данной подсистемы таковы:

$$\begin{aligned} M_n^+ - (1 + \eta_n) \alpha_n \omega_n^+ - M_{n0} + \alpha_n \omega_{n0} + m_n^+ &= 0; \\ \varphi_n^+ - \omega_n^+ \Delta \tau - \varphi_{n0} &= 0; \\ I_{mv1} \omega_n^+ + M_n^+ \Delta \tau - I_{mv1} \omega_{m0} - m_{n1}^+ \Delta \tau &= 0; \\ M_1^- + (1 + \eta_1) \alpha_1 \omega_1^- - M_{10} - \alpha_1 \omega_{10} - m_1^- &= 0; \\ \varphi_1^- - \omega_1^- \Delta \tau \omega_0 / f_0 \cdot \varphi_{10} &= 0; \\ I_{mv2} \omega_1^- - M_1^- \Delta \tau + M_{mv} \Delta \tau - I_{mv2} \omega_{10} &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Принято, что

$$\begin{aligned} \varphi_{mv1} &= \varphi_n^+, & \varphi_{mv2} &= \varphi_1^-; \\ \omega_{mv1} &= \omega_n^+, & \omega_{mv2} &= \omega_1^-. \end{aligned}$$

Система уравнений (16) решается методом Ньютона. Главными неизвестными являются M_n^+ , φ_n^+ , ω_n^+ , M_1^- , φ_1^- , ω_1^- .

Другие неизвестные этой подсистемы M_n^+ и M_1^- равны:

$$M_n^+ = M_{n0}^+ + m_n^+ - \eta_n \alpha_n \omega_n^+; \quad (17)$$

$$M_1^- = M_{10}^- - m_1^- + \eta_1 \alpha_1 \omega_1^-. \quad (18)$$

3.5. Структурный элемент системы «вал – насос» (рис. 2, д). Угловая скорость ω_n^+ и крутящие моменты M_n^+ , M_n^- равны:

$$\omega_n^+ = [I_s \omega_{n0} + \Delta \tau (M_c - M_{n0} + m_n^+ + \alpha_n \omega_{n0})] / [I_s + (1 + \eta_n) \alpha_n \Delta \tau]; \quad (19)$$

$$M_n^+ = [I_s (M_{n0} - m_n^+ + \eta_n \alpha_n \omega_{n0}) + (1 + \eta_n) \alpha_n \Delta \tau M_c] / [I_s + (1 + \eta_n) \alpha_n \Delta \tau]; \quad (20)$$

где M_c - момент сопротивления.

На другом шагу времени значения неизвестных в j -м элементе определяются:

$$\omega_j = \omega_j^- + \omega_j^+ - \omega_{j0}, \quad (21)$$

$$M_j = M_j^- + M_j^+ - M_{j0}. \quad (22)$$

На рис.3 показан переходный процесс насосного привода, когда действует кратковременная импульсная нагрузка.

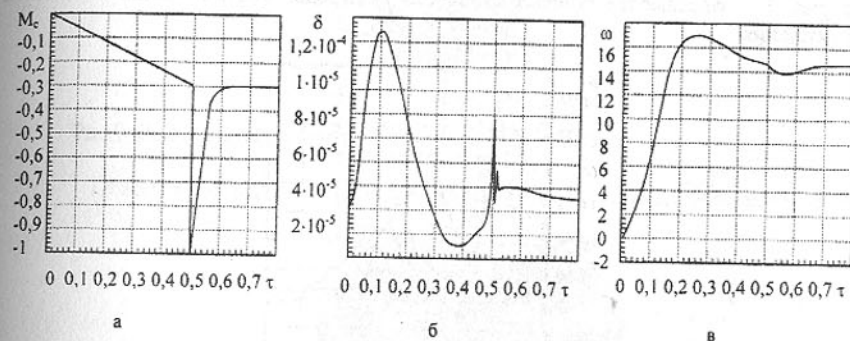


Рис.3. Переходный процесс насосного привода: а – момент сопротивления; б – угол деформации муфты; в – угловая скорость насоса.

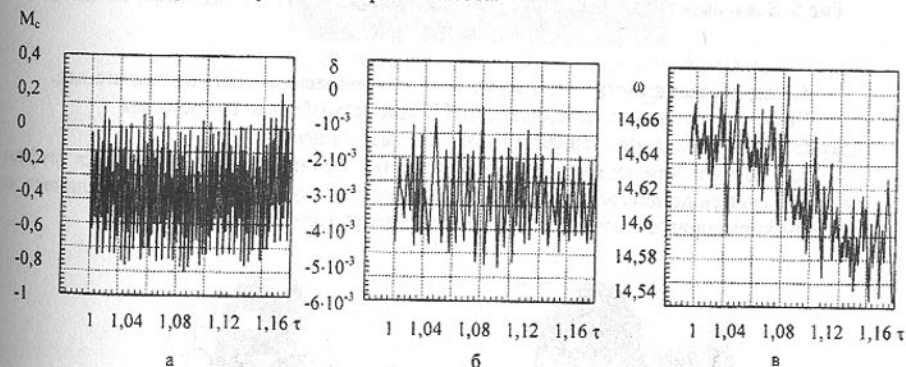


Рис.4. Зависимость параметров насосного привода во времени: а – случайного момента сопротивления $M_c = f_1(\tau)$ (дисперсия $D = 0,3$; математическое ожидание $M=0$); б – угол деформации муфты; в – угловая скорость насоса

Основные параметры насосного привода таковы:

$$\begin{aligned}
 I_{mv1} &= 7,479 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; & I_v &= 2,973 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \\
 I_{mv2} &= 10,36 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; & I_s &= 4,955 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2; \\
 c_0 &= 3,218 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}; & I_{p0} &= 4,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \\
 \omega_0 &= 2\pi; & g_0 &= 72,55; & g_1 &= 4,559; \\
 g_2 &= 20; & c_0 &= 0; & c_1 &= 10^4; & D_0 &= D_1 = 0; \\
 \Delta x &= 0,005 \text{ м}; & \Delta \tau &= 10^{-4} \text{ с}.
 \end{aligned}$$

На рис. 4 представлены зависимости случайного момента сопротивления (нормальный закон), угла деформации муфты и угловой скорости насоса во времени, а на рис. 5 – зависимости угловых скоростей электродвигателя и насоса от частоты возмущения.

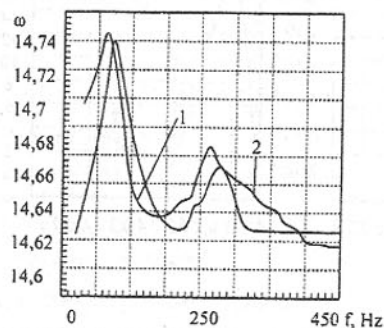


Рис.5. Зависимость угловых скоростей электродвигателя (1) и насоса (2) от частоты возмущения

4. Разработка конструкций муфт и их экспериментальные исследования.

На основе авторского свидетельства [3] была разработана техническая документация нескольких вариантов муфт для разных целей.

4.1. Муфта для гидравлической системы. Техническая документация муфты разрабатывалась по целевой программе для внедрения муфт в приводе гидравлической системы кормоприготовительной техники [4] вместо зубчатых муфт.

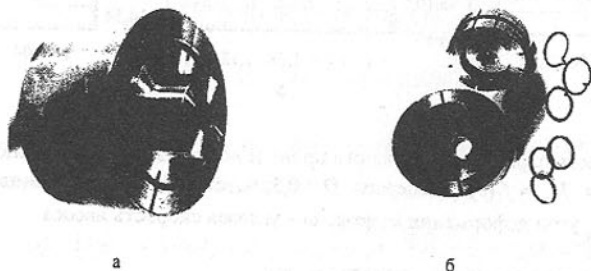


Рис.6. Муфта для гидравлической системы: а – общий вид; б – отдельные ее элементы

Особенностью подбора конструкций муфт было то, что упругие кольца разрабатывались по разной технологии:

- а) точеные из стали 65Г с последующей термической обработкой;
- б) навитые из пружинной проволоки внахлест и с загнутыми ушками.

На рис. 6, 7 представлена муфта в сборе, отдельные ее элементы, а также упругие кольца и их установка.

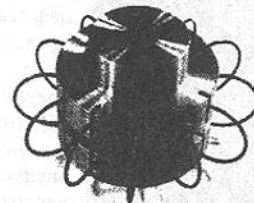


Рис.7. Вид ведущей полумуфты с установленными в пазах упругими кольцами

Облегченный вариант муфты для гидравлической системы представлен на рис.8.

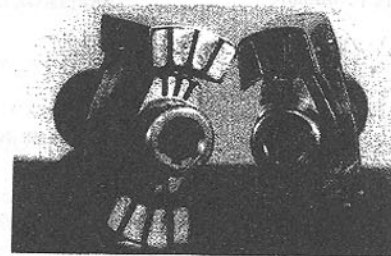


Рис.8. Облегченный вариант муфты для гидравлической системы

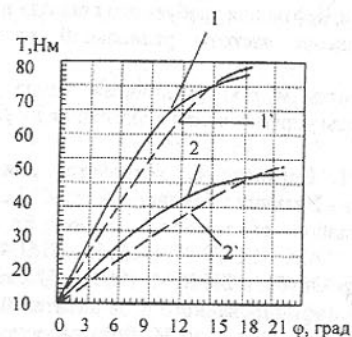


Рис. 9. Зависимость крутящего момента T от угла закручивания φ : сплошные линии – теоретические, пунктирные – экспериментальные; $z = 6$, $r = 22,5$ мм (кольца точеные, прямоугольного сечения); 1 кривая – $b = 2,5$ мм, $h = 3$ мм, 2 кривая – $b = 1,5$ мм, $h = 1,5$ мм (b – ширина и толщина кольца соответственно)

Для экспериментальных исследований была разработана техническая документация муфт общего назначения и облегченный вариант.

Достоверность аналитических зависимостей подтверждена экспериментами, проведенными в лаборатории динамики машин.

Сравнение результатов представлено на рис. 9.

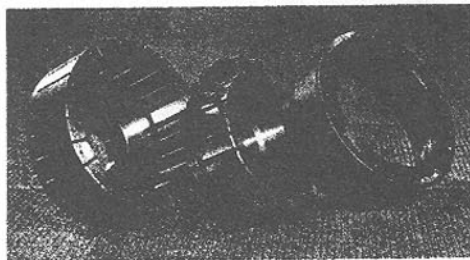


Рис. 10. Отдельные составные элементы опытного образца для привода нефтяных насосных установок

4.2. Муфта для привода нефтяных насосных установок. Для привода мощных насосных установок была разработана техническая документация и изготовлены опытные образцы с упругими кольцами в виде Архимедовой спирали. Такие муфты внедрены в нефтяной промышленности, в том числе и в АО "Nafta" («Нефть»).

На рис. 10 представлен снимок отдельных составных элементов опытного образца муфты для привода нефтяных насосных установок.

Выводы. Устройства для стабилизации вращательного движения в виде муфт в гидравлических приводах по результатам теоретических исследований и показателям внедрения промышленностью показали, что:

- обеспечивают надежность работы привода;
- имеют по сравнению с зубчатыми муфтами низкую себестоимость;
- просты в изготовлении и сборке;
- являются более упругими по сравнению с зубчатыми муфтами и увеличивают компенсирующие возможности и виброизоляцию валопровода.

При подборе конструкции муфты для требуемого привода необходимо:

- исключить совпадение частоты радиальной жесткости муфты с частотой вращения вала;
- увеличить жесткость муфты увеличивая число соединяющих ведущую и ведомую полумуфты упругих колец и уменьшая их радиальную жесткость.

Список литературы: 1. Спруогис Б. Устройства для передачи и стабилизации вращательного движения. - Вильнюс: Техника, 1997. - 476 с. 2. Ragulskis K., Spruogis B., Ragulskis M. Transformation of rotational motion by inertia couplings. - Vilnius: Technika, 1997. 367 p. А.с. СССР 1472616, F16D43/14. Упрутоцентрированная муфта/Б.П.Спруогис и др. Опубл. в БИ №14, 1989. 3. Исследовать и усовершенствовать привода и их элементы унифицированного ряда питателей кормов с целью повышения надежности и долговечности. Отчет по НИР/Вильнюсский инженерно-строительный институт (ВИСИ); руководитель темы Б.П.Спруогис. № ГР 01870044790. Вильнюс, 1989. 85 С.

Сдано в редакцию 16.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Нечипаев В.Г.

ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИИ СОПЛА ПОДАЧИ СОЖ НА ЕЕ ПОЛЕЗНЫЙ РАСХОД ЧЕРЕЗ ЗОНУ КОНТАКТА

Степанов М.С., Пермяков А.А. (НТУ «ХПИ», г.Харьков, Украина)

The results of researches on definition of rational arrangement of the nozzle of supply of the LSS in a zone of a contact of an abrasive disk and bar at cylindrical grinding are adduced

Заключительной технологической операцией, определяющей качество обрабатываемых деталей, является шлифование, причем реальному росту его эффективности способствует рациональное применение СОЖ.

При анализе эффективности СОЖ следует оценить возможность ее проникновения в зону резания, которая в первую очередь зависит от техники и способа ее подачи.

Необходимость определения рационального расположения сопла подачи СОЖ подтверждено экспериментами некоторых авторов [1,2], а также нашими теоретико-экспериментальными исследованиями. Ранее детально исследовалось влияние режимов шлифования на удельный, полезный расход СОЖ через зону контакта [3].

Полезный расход через зону контакта важен в первую очередь для определения коэффициента теплоотдачи при шлифовании, который во многом формирует температурное поле.

С целью определения влияния ориентации сопла подачи СОЖ на ее, полезный расход исследовали два основных положения сопла относительно шлифовального круга:

- прямое, когда ось сопла является касательной к шлифовальному кругу в точке контакта (рис.1а);
- угловое, когда ось сопла расположена под углом к касательной шлифовальному кругу в точке контакта (рис.1б).

Эксперименты проводили на круглошлифовальном станке 3М162И при следующих условиях: скорость шлифовального круга $V_k = 35-100$ м/с; характеристика шлифовального круга 24A25НСМ18К6; диаметр шлифовального круга $D_k = 0.75$ м; скорость заготовки $V_3 = 30-60$ м/мин; удельный минутный съем $Q_{ш} = 0,36$ см³/мин·мм; СОЖ - 32(3%).

Оценивали влияние угла смещения струи СОЖ β_c на удельный расход ее через контакт. Как показывает зависимость (рис.2) при прямом расположении сопла удельный расход СОЖ через контакт равен $Q'_{сож} = 0,285$ дм³/мин·мм, что составляет 14,2 % величины расхода подаваемого в зону резания. Смещение оси сопла относительно линии контакта на 11,2 градуса снижает величину удельного расхода СОЖ через контакт почти в 2 раза.

При износе и восстановлении режущей способности круга правкой его диаметр уменьшается (рис.1) поэтому линия контакта шлифовального круга и заготовки смещается относительно оси струи a_1, a_0 из точки a_1 в точку a_2 . Это согласно вышеизложенному снижает удельный расход СОЖ через контакт в соответствии с полученной зависимостью вида

$$Q'_{сож} = a_0' + b_0' \beta_c + c_0' Q_{сож} + d_0' \beta_c^2$$

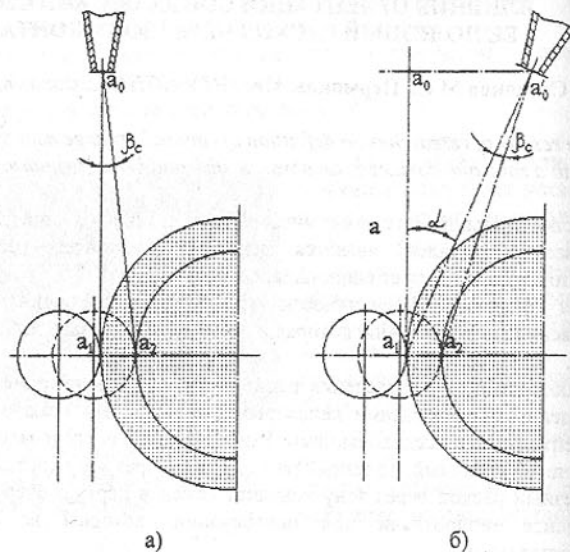


Рис.1. Варианты расположения сопла относительно шлифовального круга (а-прямое; б-угловое)

Значения a'_0, b'_0, c'_0 приведены в таблице 1, параметр β_c определяет положение оси сопла относительно шлифовального круга, а $Q_{\text{сож}}$ - расход подачи СОЖ из сопла.

Таблица 1. Значение коэффициентов уравнения для определения Q'

Коэффициент	a'_0	b'_0	c'_0	d'_0
Прямое расположение сопла	0,0058	0,002	0,0089	-0,001
Угловое расположение сопла	0,116	-0,005	0,083	-0,018

Анализ схем подачи СОЖ, приведенных на рис.1, позволил получить следующие зависимости углового изменения оси сопла (прямое расположение сопла)

$$\beta_c = \arctg[(I_{\text{ш}} + t_{\text{нр}} n_{\text{нр}}) N_{\Sigma} / L_c]$$

где $I_{\text{ш}}$ - линейный износ шлифовального круга за период его стойкости; $t_{\text{нр}}$ - глубина правки; $n_{\text{нр}}$ - количество проходов правки; L_c - расстояние от сопла до линии контакта; N_{Σ} - суммарное число правок.

Суммарное число правок определяется по формуле $N_{\Sigma} = \frac{t_{\text{ш}}}{\tau_k}$, где $t_{\text{ш}}$ - время обработки партии заготовок; τ_k - стойкость шлифовального круга.

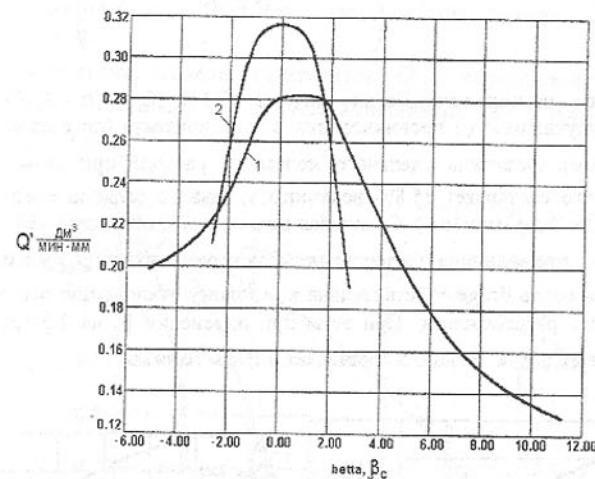


Рис.2. Влияние угла отклонения оси струи β_c на удельный расход СОЖ через контакт Q'

(1 и 2 соответственно прямое и угловое расположение сопла, $Q=2 \text{ дм}^3/\text{мин} \cdot \text{мм}$, толщина струи $a_c=0,015 \text{ мм}$)

Стойкость шлифовального круга определяется по формуле:

$$\tau_k = \frac{C_{\tau}}{Q_{\text{ш}}^n},$$

где C_{τ} и n - величины, определяемые по данным [4].

Линейный износ шлифовального круга за период его стойкости определяется как

$$I_{\text{ш}} = \frac{1}{2} \left(D_k - \sqrt{D_k^2 - \frac{4C_{\tau} C_q Q_{\text{ш}}^m}{Q_{\text{ш}}^n H_k \pi}} \right),$$

где $Q_{\text{ш}}$ - удельный съем; H_k - высота шлифовального круга; D_k - диаметр шлифовального круга; m и C_q - величины, определяемые в зависимости от скорости шлифовального круга по данным [4].

Если ось сопла расположена под некоторым углом α_c к касательной к шлифовальному кругу в точке контакта, то угол β_c определяется из полученного выражения

$$\beta_c = \arccos \left(\frac{L_c}{(I_{ш} + t_{пр} n_{пр}) N_{\Sigma}} - \sin \alpha_c \right) \cdot \cos \alpha_c$$

Угловое расположение сопла подачи СОЖ ($0 < \alpha_c \leq 10^\circ$) способствует некоторому улучшению ее проникновения в зону контакта (по сравнению с прямым расположением). Величина удельного полезного расхода при этом $Q'_{сож} = 0.316$ $\text{дм}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$, что составляет 15,8% величины удельного расхода подаваемого в зону резания ($Q_{сож} = 2$ $\text{дм}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$). Сравнивая зависимости, приведенные на рис.2, можно сделать вывод, что величина удельного расхода через контакт $Q'_{сож}$ в случае углового расположения сопла более чувствительна к угловому отклонению оси сопла β_c , чем в случае прямого расположения. При этом при изменении β_c на 2,5 градуса величина $Q'_{сож}$ снижается почти на 40% и составляет 0.19 $\text{дм}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$.

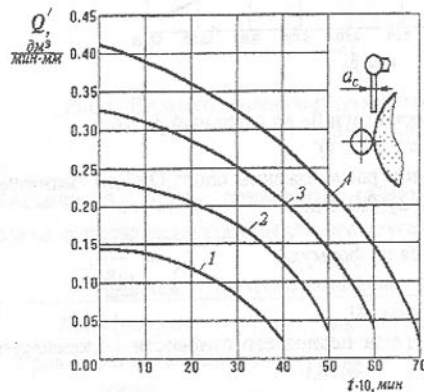


Рис.3. Влияние продолжительности обработки шлифованием t на удельный полезный расход $Q'_{сож}$ (1, 2, 3, 4 соответственно удельный расход подачи СОЖ 1, 2, 3, 4 $\text{дм}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$, $V_k=100$ м/с, шлифовальный круг 24A25НСМ18К6, удельный съем $Q_{уд}=0,36$ $\text{см}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$, прямое расположение сопла подачи СОЖ; толщина струи $a_c = 0,015$ м)

В то же время при прямом расположении сопла удельный расход через контакт снижается всего на 10%. Так как ориентация сопла подачи СОЖ по отношению к линии контакта изменяется в результате износа шлифовального круга исследовали

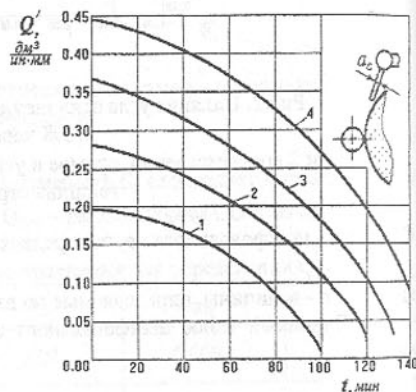


Рис.4. Влияние продолжительности обработки шлифованием t на удельный полезный расход СОЖ $Q'_{сож}$ (1,2,3,4 соответственно удельный расход подачи СОЖ 1,2,3, 4 $\text{дм}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$, $V_k = 100$ м/с; шлифовальный круг 24A25НСМ18К6, удельный съем $Q_{уд} = 0,36$ $\text{см}^3/\text{мин}\cdot\text{мм}$; угловое расположение сопла подачи СОЖ ($\alpha=10^\circ$); толщина струи $a_c = 0,015$ мм)

зависимости удельного расхода СОЖ через контакт от продолжительности шлифования.

Анализ этих зависимостей (рис.3 и 4) показывает, что величина $Q'_{сож}$ за период шлифования уменьшается в несколько раз как при прямом, так и угловом расположении сопла.

Установили также, что величина изменения $Q'_{сож}$ определяется расстоянием от сопла до линии контакта L_c . Чем меньше величина L_c , тем в большем диапазоне изменяется $Q'_{сож}$ (Рис.5).

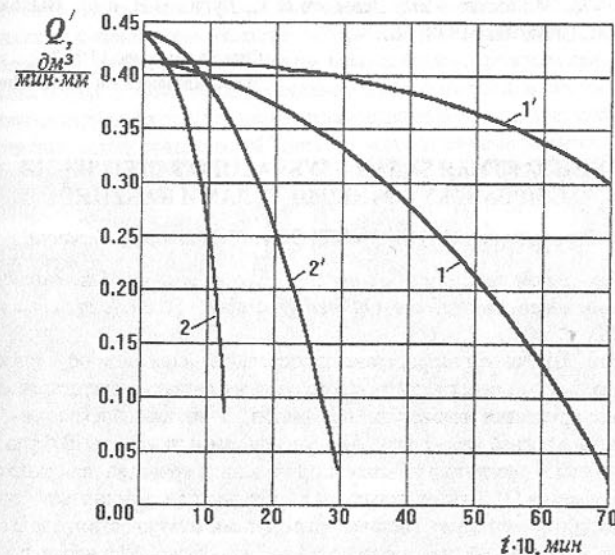


Рис.5. Влияние расстояния между соплом и линией контакта L_c на удельный полезный расход СОЖ

(1 и 1' - L_c соответственно 5 и 10 см при прямом расположении сопла, 2 и 2' - L_c соответственно 5 и 10 см при угловом расположении сопла, толщина струи $a_c = 0,015$ мм;).

Таким образом, можно сказать, что в процессе шлифования в результате износа круга взаимное расположение сопла подачи СОЖ и линии контакта изменяется, поэтому следует предусматривать автоматическое управление угловым положением сопла. Если, по каким то причинам этого сделать нельзя, то следует использовать различное расположение сопла подачи СОЖ на станках, работающих на различных режимах. На станках для чернового шлифования - прямое, так как в этом случае повышенный износ круга, не оказывает столь значительного влияния на $Q'_{сож}$, как если бы использовалось угловое расположение сопла. С другой стороны на станках применяемых для окончательных операций шлифования следует использовать угловое расположение сопла, так как в этом случае обеспечивается максимальный полезный

расход СОЖ (а износ круга не значителен), что очень важно для параметров качества поверхности и поверхностного слоя. И в том и в другом случае следует тщательно контролировать положение сопла.

Список литературы: 1. Рыкунов Н.С., Волков Д.И., Михрютин В.В. Совершенствование техники применения СОЖ при глубинном шлифовании. /Смазочно-охлаждающие жидкости в процессах абразивной обработки. Сб. научн. тр. - Ульяновск. - 1992. - с.49-53. 2.Хрульков В.А. и др. Оптимальные условия подачи СОЖ при шлифовании высокопористыми кругами. /Станки и инструмент. - 1985. - №9. - с. 28-29. 3. Степанов М.С. Влияние режимов шлифования на удельный полезный расход СОЖ через зону контакта. //Вестник НТУ «ХПИ». - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2003. - Вып.9. - с.71 -76. 4.Гессель М.Г., Давыдов И.Т., Дугин В.Н. и др. Высокоскоростное шлифование. М. ВНИИШ, 1978, 56с.

Сдано в редакцию 15.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ЗУБЧАТОГО ЗАЩЕПЛЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

It is submitted the decisions of a contact problem of gearing of the maximum kinematic pairs where the teeth which radiuses are outlined by arches of a circle are close to radiuses of intermediate rollers.

Введение. Широкое распространение передач зацеплением обусловлено высокой нагрузочной способностью, надёжностью в работе, большим диапазоном передаточных отношений. Преимущественно применяют эвольвентные передачи из-за уникальной технологичности профиля зуба и возможности в полной мере использовать свойства самой эвольвенты. В передачах Новикова реализуется выпукло – вогнутый контакт и приведенная кривизна поверхностей снижает герцевские напряжения [1]. Чувствительность к погрешностям ограничивает их применение. Передачи с исходным контуром, составленным дугами окружности и эвольвенты, менее чувствительны к погрешностям, хотя уступают передачам Новикова по контактной прочности [2]. Исследования новых технических решений способствуют выявлению скрытых резервов передач, нагрузочные и эксплуатационные возможности которых казались исчерпанными.

В основе методик и стандартов расчёта зубьев на контактную прочность лежит задача Г. Герца [3, 4]. К.И. Заблонский считает, что следует изменить подход к формированию расчётных методик. Отказаться от использования не достаточно обоснованных зависимостей, составленных по упрощённым схемам, и заменить их точными методами расчёта [5]. Э. Л. Айрапетов сформулировал эту проблему как комплексную и рекомендует использовать достоверные аналитические, приближённые и численные методы [6].

Актуальность контактной задачи зацепления высших кинематических пар определяется не только практической потребностью результатов, но и отсутствием достаточно точных решений подобных задач, представленных в удобной форме.

Цель работы: решение задачи теории упругости выпукло – вогнутого контакта цилиндрических тел близкой кривизны, одно из которых оболочка сопряжённая с зубьями, массив зуба рассматривается как полупространство под образующей его поверхностью.

Задачи исследования. Определение напряженно - деформированного состояния двух моделей: полупространства с цилиндрической выточкой, на участке которой приложена контактная нагрузка; плоского деформированного полупространства с эквивалентной

контактной нагрузкой на участке свободной поверхности. Установление влияния контактной нагрузки на изменение кривизны образующей поверхности зуба. Выполнение расчёта на контактную прочность зацепления редуктора с промежуточными телами качения.

В передачах с промежуточными телами качения ролики контактируют с вогнутыми цилиндрическими поверхностями зубьев (рис. 1). В ненагруженном состоянии цилиндрические поверхности имеют линейчатый контакт по образующим. Под действием нагрузки возникает контактная площадка в форме некрутовой цилиндрической поверхности. Считаем, что ролик и зуб находятся в плоском деформированном состоянии. Это обосновывается тем, что длина цилиндрических тел значительно больше размеров их поперечных сечений. При этом среднее сечение контактирующих тел остается плоским, что обеспечивается симметрией относительно срединного сечения. У оснований цилиндров возможны отступления от плоского деформированного состояния, однако основную нагрузку несет срединная часть контактирующих тел.

Особенностью данной контактной задачи является близость радиусов кривизны нормальных сечений ролика и зуба. В этом случае протяженность дуги контакта может быть соизмерима с размерами контактирующих тел, что делает задачу отличной от классической задачи Герца.

Контактные задачи поверхностей близкой кривизны впервые рассмотрены Штаерманом

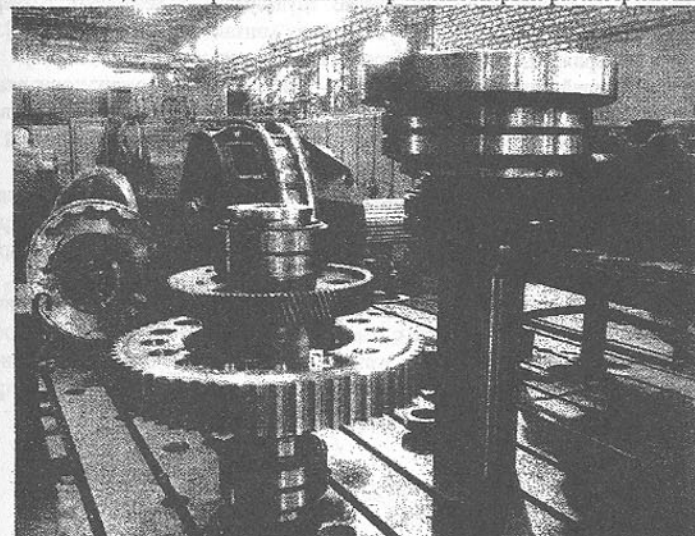


Рис. 1. Производство редукторов с промежуточными телами качения на ЗАО «НКМЗ»

для случая взаимодействия цилиндра с отверстием в пространстве и получено условие контакта поверхностей $W_2 - W_1 = \delta \cos \varphi - \Delta R (1 - \cos \varphi)$, где W_2 и W_1 – упругие радиальные смещения, δ – смещение центра вала, ΔR – разность радиусов цилиндрических поверхностей, φ – полярный угол относительно центра отверстия [7]. Герц при составлении условий контакта предполагал, что соответственные точки контактирующих тел испытывают перемещения параллельные направлению приложенных сил, а первоначальный зазор аппроксимировал параболической зависимостью:

$$W_{z_1} + W_{z_2} = \delta - \frac{X^2}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right),$$

где W_{z1} , W_{z2} – упругие смещения точек поверхности тел, δ – смещение удаленных точек тел, R_1 , R_2 – радиусы кривизны контактирующих тел, X – линейная координата в плоскости перпендикулярной направлению нагрузки. Для малых протяженностей поверхностей контакта при малых значениях φ оба условия контакта эквивалентны.

В условие контакта входят упругие перемещения, вызванные контактной нагрузкой. Штаерман, следуя методике Герца, при определении упругих деформаций использовал формулы для перемещений точек поверхности упругого плоского полупространства.

Дальнейшее улучшение постановки задачи предложено А. Перссоном. Для упругих деформаций он использовал решения для кругового диска и упругого пространства с круговым отверстием, представленные через функции Эри. Это решение является более точным. В результате перемещения найдены с учетом первоначальной формы контактирующих тел [8].

При больших разностях радиусов контактирующих цилиндров и малых нагрузках результаты, по методике Герца, Штаермана и Перссона, оказываются близкими. Для малых разностей радиусов контактирующих цилиндров и больших нагрузок появляются расхождения, которые особенно велики для решений Штаермана и Герца. Решение Перссона наиболее близко согласуется с решением Штаермана и отделяется от решения Герца в сторону увеличения контактных напряжений [9].

Решения Герца, Штаермана, Перссона не охватывают весь спектр задач о контактном взаимодействии упругих тел. Так, для передач с промежуточными телами качения представляет интерес задача о взаимодействии выпукло-вогнутых цилиндрических поверхностей близкой кривизны, где тонкостенный ролик контактирует с цилиндрическими поверхностями в полупространствах.

В работах [7] и [8] не рассматривалась контактная задача для случая, когда одно из тел – полый тонкостенный цилиндр, взаимодействующий не с упругим пространством имеющим отверстие, а с двумя полупространствами с зубьями в виде цилиндрических поверхностей, моделирующих зацепление с промежуточными телами качения. Контакт тел, одно из которых является полым тонкостенным цилиндром, обеспечивает значительно более высокую податливость и вместе с тем накладывает особые условия на постановку контактной задачи, отличные от используемых Герцем, Штаерманом и Перссоном.

Деформированные поверхности в зоне контакта имеют одинаковую кривизну. Условия контакта поверхностей запишем в виде

$$\frac{1}{r_1} + \chi_2 = \frac{1}{R_2} + \chi_1, \quad (1)$$

где r_1 , R_2 – радиусы поверхности зуба и внешний радиус ролика, χ_1 и χ_2 – изменения кривизны вызванные деформацией поверхностей ролика и зуба. Решение находим через функцию Эри Φ , удовлетворяющую бигармоническому уравнению. Для представления функции Φ используется решение бигармонического уравнения в полярных координатах в форме Мичелла [10]. По отношению к контактной нагрузке массив зуба рассматриваем как полупространство под образующей его поверхностью. Рассмотрим две модели упругого полупространства: полупространство с цилиндрической выточкой, на участке которой приложена контактная нагрузка (рис. 2); плоское деформированное полупространство с эквивалентной контактной нагрузкой на участке свободной поверхности (рис. 3).

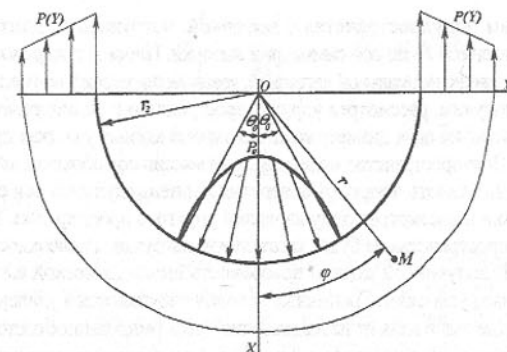


Рис. 2. Расчетная модель полукруглой цилиндрической поверхности в упругом полупространстве

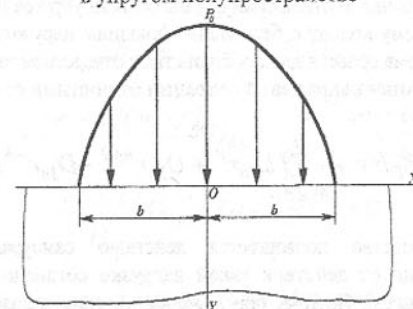


Рис. 3. Расчетная модель упругого полупространства со свободной границей

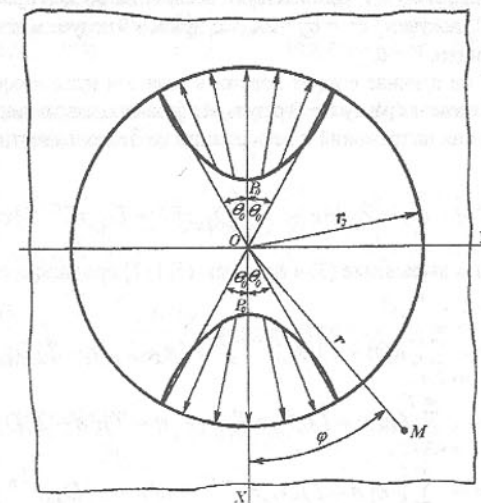


Рис. 4. Эпюра контактных давлений на поверхности цилиндрического отверстия в упругом пространстве

Рассмотрим полупространство с выточкой, нагруженное контактной нагрузкой с максимальным давлением P_0 по оси симметрии выточки. Плоская поверхность не деформируется и нагружена симметрично нормальной нагрузкой, уравновешивающей контактную нагрузку (рис.3).

Решение получим, рассмотрев упругое пространство с цилиндрическим отверстием. На поверхности отверстия на двух диаметрально противоположных участках приложим контактную нагрузку (рис. 4). Полупространство моделирующее массив под образующей поверхностью зуба, получим проведя плоскость через ось отверстия перпендикулярно оси симметрии на эпюре контактной нагрузки и рассмотрим одну из частей упругого пространства. В силу симметрии на поверхности полупространства не будет касательной нагрузки, а поверхность сечения останется плоской (рис. 2). В полученной модели поверхность цилиндрической выточки удовлетворяет реальным граничным условиям. Граничные условия нарушаются в удаленных точках плоской поверхности, которые слабо влияют на напряженно - деформированное состояние зоны контакта.

Определим напряженно - деформированное состояние пространства с отверстием. По контуру отверстия приложена контактная нагрузка, удовлетворяющая тем же условиям симметрии, что и в случае полого ролика. В отношении формы области упругое пространство с отверстием эквивалентно замкнутому кольцу с бесконечно большим наружным радиусом. Поскольку условия нагрузки и форма области для пространства с отверстием такие же, как и для ролика, в выражении для функции напряжений сохраним отличными от нуля те же слагаемые

$$\Phi(r, \varphi) = K_0 r^2 + Z_0 \ln r + \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} (D_{1n} r^n + D_{2n} r^{n+2} + D_{3n} r^{-n} + D_{4n} r^{-n+2}) \cos n\varphi. \quad (2)$$

Упругое пространство подвергается действию самоуравновешенной нагрузки. Напряженное состояние от действия такой нагрузки согласно принципу Сен-Венана носит локальный характер. Поэтому при $r \rightarrow \infty$ напряжения должны стремиться к нулю. В выражении (2) должны обращаться в ноль слагаемые, для которых это требование не выполняется. Слагаемому $K_0 r^2$ соответствуют постоянные во всем пространстве напряжения. По формулам (5) [11] получим: $\sigma_r = \sigma_\varphi = 2K$. Т.к. при $K \neq 0$ получаем конечные напряжения, при $r \rightarrow \infty$ следует принять $K = 0$.

По этой же причине следует положить равными нулю коэффициенты D_{1n} и D_{2n} при положительных степенях радиуса r . В результате функцию напряжений Эри, удовлетворяющую условию затухания напряжений и деформаций на бесконечности представим в виде

$$\Phi(r, \varphi) = Z_0 \ln r + \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \{D_{3n} r^{-n} + D_{4n} r^{-n+2}\} \cos n\varphi \quad (3)$$

Подставим выражение (3) в формулы (5) [11] продифференцируем

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{Z_0}{r^2} - \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \{n(n+1)D_{3n} r^{-n-2} + (n+2)(n-1)D_{4n} r^{-n} \} \cos n\varphi, \\ \sigma_\varphi &= -\frac{Z_0}{r^2} + \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \{n(n+1)D_{3n} r^{-n-2} + (n-2)(n-2)D_{4n} r^{-n} \} \cos n\varphi, \\ \tau_{r\varphi} &= - \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \{n(n+1)D_{3n} r^{-n-2} + n(n-1)D_{4n} r^{-n} \} \sin n\varphi \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Граничные условия на контуре образующей окружности зуба $r = r_1$

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_r)_{r=r_1} &= \begin{cases} P_0 \left(1 - \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2}\right), & 0 \leq \varphi \leq \Theta_0 \\ P_0 \left[1 - \frac{(\pi - \varphi)^2}{\Theta_0^2}\right], & \pi - \Theta_0 \leq \varphi \leq \pi \end{cases} \\ (\tau_{r\varphi})_{r=r_1} &= 0, & \Theta_0 \leq \varphi \leq (\pi - \Theta_0) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Полагаем в (4) для σ_r и $\tau_{r\varphi}$ текущий радиус r равным r_1 . Полученные выражения подставим в левые части уравнений (4). В правой части условий (5) контактную нагрузку заменим представлением (4) в форме ряда Фурье. Приравняв выражения при $\cos n\varphi$ ($n = 0, 2, 4, \dots$) в правой и левой частях равенств получим коэффициент Z_0 и систему уравнений для коэффициентов D_{3n} и D_{4n}

$$Z_0 = -\frac{4\pi r_1^2}{3} P_0 \Theta_0; \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{n(n+1)}{r_1^{n+2}} D_{3n} + \frac{(n+2)(n-1)}{r_1^2} D_{4n} &= \frac{8}{\pi \Theta_0} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n^3 \Theta_0} - \frac{\cos n\Theta_0}{n^2} \right), \\ \frac{(n+1)}{r_1^2} D_{3n} + (n-1) D_{4n} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Решая систему уравнений определим коэффициенты:

$$D_{3n} = -\frac{4r_1^{n+2}}{\pi \Theta_0 (n+1)n^2} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} \cos n\Theta_0 \right), D_{4n} = \frac{4r_1^n}{\pi \Theta_0 (n-1)n^2} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \quad (8)$$

Подставим выражение (6) и (8) в формулы (4), получим представление компонент тензора напряжений в рядах:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{4P_0\Theta_0}{3\pi} \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right\} \times \left[\frac{(n+2)}{n^2} \left(\frac{r_1}{r}\right)^n - \frac{1}{n} \left(\frac{r_1}{r}\right)^{n+2} \right] \cos n\varphi, \\ \sigma_\varphi &= \frac{4P_0\Theta_0}{3\pi} \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{1}{n^2} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \right\} \times \left[(n-2) \left(\frac{r_1}{r}\right)^n - n \left(\frac{r_1}{r}\right)^{n+2} \right] \cos n\varphi, \\ \tau_{r\varphi} &= -\frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{1}{n} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \right\} \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2}\right) \sin n\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Значения (9) подставим в выражения (21) [11] и с учётом (22) [11] получим

$$\frac{\partial W}{\partial r} = -\frac{4P_0\theta_0}{3\pi} \left(\frac{1+\nu}{E} \right) \left(\frac{r_l}{r} \right)^2 - \left(\frac{1-\nu}{E} \right) \left(\frac{4P_0}{\pi\theta_0} \right) \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \times \right. \\ \left. \times \left[\left(\frac{n+2}{n^2} + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{1}{n} \right) \left(\frac{r_l}{r} \right)^n - \left(\frac{1}{1-\nu} \right) \frac{1}{n} \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n+2} \right] \cdot \cos n\varphi \right\}. \quad (10)$$

Интегрируем выражение (10) по r :

$$W = \frac{4P_0\theta_0(1+\nu)r_l}{3\pi E} \left(\frac{r_l}{r} \right) + \frac{4P_0(1+\nu)r_l}{\pi\theta_0 E} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \times \right. \\ \left. \left[\frac{1}{(n-1)n} \left(1 + \frac{2(1-2\nu)}{n} \right) \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n-1} - \frac{1}{n(n+1)} \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n+1} \right] \cos n\varphi \right\}. \quad (11)$$

Из формул (21), (22) [11] определяем производную функции V , в которой заменим σ_r, σ_φ выражениями по формулам (9)

$$\frac{\partial V}{\partial \varphi} = \frac{4(1+\nu)P_0r_l}{\pi\theta_0 E} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \left[\left(\frac{1}{n-1} - \frac{4(1-\nu)}{n(n-1)} \right) \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n-1} - \frac{1}{n+1} \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n+1} \right] \cos n\varphi \right\}. \quad (12)$$

Интегрируем выражение (12) по φ , получим:

$$V = \frac{4(1+\nu)P_0r_l}{\pi\theta_0 E} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \left[\frac{1}{(n-1)n} \left(1 - \frac{4(1-\nu)}{n} \right) \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n-1} - \frac{1}{n(n+1)} \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n+1} \right] \sin n\varphi \right\}. \quad (13)$$

В результат интегрирования выражений (10) и (12) следовало вводить в качестве постоянных интегрирования функции $f_1(r)$ и $f_2(r)$. Принимаем функции $f_1(r)$ и $f_2(r)$, как и для ролика, тождественно равными нулю. Полагаем в формуле (13) угол $\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$. Получим перемещение $V=0$. Это означает, что плоскость соответствующая сечению $\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$ не искривляется. Находим напряжения θ_φ в пространстве при $\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$

$$\sigma_{\varphi(r, \pm \frac{\pi}{2})} = \frac{4P_0\theta_0}{3\pi} \left(\frac{r_l}{r} \right)^2 + \frac{4P_0}{\pi\theta_0} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{(-1)^{n/2}}{n^2} \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \left[(n-2) \left(\frac{r_l}{r} \right)^n - n \left(\frac{r_l}{r} \right)^{n+2} \right] \right\}. \quad (14)$$

Подставим $\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$ в формулу (9) для τ_{φ} убеждаемся, что $\tau_{\varphi}=0$. Разрежем

пространство вдоль плоскости. Рассмотрим полупространство при $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$. Отбрасывая полупространство выше плоскости разреза приложим внешнюю нагрузку нормальную к границе полупространства $P(r) = \sigma_\varphi \left(r_l \pm \frac{\pi}{2} \right)$. Получим полупространство с плоской

границей, моделирующее массив под образующей поверхностью зуба. Напряженно-деформированное состояние полупространства рассчитывается по формулам полученным при решении задачи для другого пространства с отверстием. Подставим в формуле (11) $r = r_l$

$$W(r_l) = \frac{4(1+\nu)P_0\theta_0r_l}{3\pi E} + \frac{8(1+\nu)P_0r_l}{\pi E\theta_0} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \left(\frac{1-2\nu}{n^2(n^2-1)} + \frac{2(1-\nu)}{n(n^2-1)} \right) \cos n\varphi \right\}. \quad (15)$$

Аналогично формуле (27) [11] находим изменение кривизны χ_2

$$\chi_2 = -\frac{4(1+\nu)P_0\theta_0}{3\pi E r_l} + \frac{8(1+\nu)P_0}{\pi\theta_0 E r_l} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \left[\frac{(1-2\nu)(n+1)}{n^2} + \frac{1}{n} \right] \cos n\varphi \right\}. \quad (16)$$

Заменим χ_2 средней кривизной

$$\bar{\chi}_2 = \frac{1}{\theta_0} \int_0^{\theta_0} \chi_2 d\varphi = -\frac{4(1+\nu)P_0\theta_0}{3\pi E r_l} + \frac{8(1+\nu)P_0}{\pi E r_l \theta_0^2} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\theta_0}{n\theta_0} - \cos n\theta_0 \right) \left(2(1-\nu) - \frac{(1-2\nu)}{n} \right) \frac{\sin n\theta_0}{n^2} \right\}. \quad (17)$$

Рассмотрим вторую расчетную модель - упругое полупространство со свободной границей (рис. 3). Оценим изменение кривизны

$$\chi_2 \approx \frac{\partial^2 W}{\partial X^2}. \quad (18)$$

Определим наклон касательной к упругой линии [8]

$$\frac{\partial W}{\partial X} = -\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{P(S) dS}{(X-S)}. \quad (19)$$

Распределение контактной нагрузки $P(S)$ примем по параболе

$$P(S) = \begin{cases} P_0 \left(1 - \frac{S^2}{b^2} \right) & \text{при } |S| \leq b, \\ 0 & \text{при } |S| > b. \end{cases} \quad (20)$$

Подставим в формулу (19) выражение $P(S)$ согласно (20)

$$\frac{\partial W}{\partial X} = -\frac{2P_0(1-\nu^2)}{\pi b^2 E} \int_{-b}^{+b} \frac{(b^2 - S^2) dS}{(X-S)}. \quad (21)$$

Рассмотрим точку в зоне нагрузки при $|x| \leq b$. Для определенности примем $0 \leq x \leq b$. Интеграл (21) находим в смысле главного значения

$$\frac{\partial W}{\partial X} = -\frac{2P_0(1-\nu^2)}{\pi E b^2} \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \int_{-b}^{x-\varepsilon} \frac{(b^2 - S^2)}{(X-S)} dS + \int_{x+\varepsilon}^b \frac{(b^2 - S^2)}{(X-S)} dS \right\} =$$

$$= -\frac{2P_0(1-\nu^2)P_0}{\pi E b^2} \left[(b^2 - X^2)(\ln(b+X) - \ln(b-X)) + 2bX \right] \quad (22)$$

Дифференцируя выражение (22) получим значение изменения кривизны

$$\chi_2^* = -\frac{2(1-\nu^2)P_0}{\pi E b^2} [2X(\ln(b+X) - \ln(b-X)) - 4b] \quad (23)$$

Перейдем к среднему значению изменения кривизны

$$\bar{\chi}_2^* = \frac{1}{b} \int_0^b \chi_2^* dX = \frac{4(1-\nu^2)P_0}{\pi E b^3} \int_0^b [X(\ln(b+X) - \ln(b-X)) - 2b] dX = \frac{4P_0(1-\nu^2)}{\pi E r_1 \Theta_0} \quad (24)$$

При $r_1 = 0,026$ м, $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$, $\Theta_0 = 0,0698813$ рад., по формулам (17) и (18) были вычислены значения χ_2^* и $\bar{\chi}_2^*$

$$\chi_2^* = 3,060 \cdot 10^{-4} P_0 (M^{-1}), \quad \bar{\chi}_2^* = 3,040 \cdot 10^{-4} P_0 (M^{-1}).$$

Результаты получились достаточно близкими. Изменение кривизны от контактной нагрузки носит локальный характер. Интегрируя выражение (21) при $|x| > b$ получим

$$\frac{\partial W}{\partial X} = -\frac{2P_0(1-\nu^2)}{\pi b^2 E} \{ 2bX - (X^2 - b^2) [\ln(X+b) - \ln(X-b)] \} \quad (25)$$

Дифференцируя выражение (25), находим изменение кривизны при $|x| > b$

$$\chi_2^* = -\frac{8(1-\nu^2)P_0}{3\pi b E} \left(\frac{b}{X} \right)^2 \left[1 + \frac{3}{5} \frac{b^2}{X^2} + \frac{3}{7} \frac{b^4}{X^4} + \dots \right] \quad (26)$$

Сделав замену по формуле (24), оценим отношение кривизны χ_2^* на расстоянии $|x| > b$ к средней кривизне

$$\frac{\chi_2^*}{\bar{\chi}_2^*} < \frac{2}{3} \frac{\left(\frac{b}{X} \right)^2}{1 - \left(\frac{b}{X} \right)^2} \quad (27)$$

Из формулы (27) следует, что на удалении $|x| > 5b$ кривизна составит около 3% средней кривизны для участка контакта. Из сопоставления кривизны для двух моделей полупространства и оценки быстроты убывания кривизны вытекает, что существенным для изменения кривизны на участке контакта является закон контактного давления.

Действие контактной нагрузки носит локальный характер: ее действие быстро затухает по мере удаления от зоны контакта, а способ закрепления массива на удалении порядка двух-трех кратной ширины площадки контакта не является существенным. Заменим в формуле (1) χ_1 и χ_2 их средними значениями $\bar{\chi}_1$ и $\bar{\chi}_2$ и воспользуемся формулами (28) [11] и (17)

$$\frac{4(1+\nu)}{\pi E \Theta_0^2} P_0 \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{1 - \cos 2n\Theta_0 - \sin 2n\Theta_0}{n^2} \right\} \left(\frac{r_1/R_2}{(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}} \times \right.$$

$$\times \left[(1-q^{2n})(1+(1-2\nu)(1+q^{2n})) - \frac{(1-2\nu)}{n}(1-q^{2n}) + q^{2n-2}(n(1-q^2) \times (3-4\nu+q^2) \right.$$

$$\left. \left. + q^2(1-q^{2n}) \right] \right\} + \left[2(1-\nu) - \frac{(1-2\nu)}{n} \right] \left\{ -\frac{l(1+\nu)\Theta_0}{3\pi E} \left[1 + \frac{1+q^2-2\nu}{1-q^2} \left(\frac{r_1}{R_2} \right) \right] P_0 = \frac{r_1-R_2}{R_2} \right\} \quad (28)$$

Из уравнения (28) при заданной протяженности контакта, характеризующейся углом Θ_0 , определяется максимальное контактное давление. По известным P_0 и Θ_0 могут быть рассчитаны местные контактные напряжения в массиве зуба по формулам (9). Для ролика напряженное состояние рассчитывается по формулам (19) [11] с учетом обозначений по формулам (18) [11]. Поскольку при составлении уравнения совместности деформаций форма ролика не моделировалась, а учитывалась точно, определяются не только местные напряжения, но и напряжения во всех точках поперечного сечения.

По известным P_0 , Θ_0 рассчитывается несущая способность зуба, определяемая величиной нагрузки N на погонный метр его длины. Составив выражение элементарной силы $dN = P(\varphi)r_1 d\varphi$ и проецируя её на ось Y , выполняя интегрирование определим силу

$$N = \int_{-\Theta_0}^{\Theta_0} P(\varphi)r_1 \cos \varphi d\varphi.$$

Заменим $P(\varphi)$ в соответствии с формулой (5) и выполнив интегрирование, получим расчетную формулу для усилия

$$N = \frac{4P_0 r_1}{\Theta_0} \left(\frac{\sin \Theta_0}{\Theta_0} - \cos \Theta_0 \right) \quad (29)$$

Расчеты на контактную прочность выполнены для зацепления редуктора механизма поворота шагающего экскаватора ЭИШ 6,5х45: радиус образующей поверхности зуба $r_1=26$ мм, наружный радиус ролика $R_2=25$ мм, модуль упругости $E=2,06 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu=0,3$. В расчете варьировались внутренний радиус ролика определяемый отношением $q=R_1/R_2$ и протяженность зоны контакта характеризующаяся углом Θ_0 . Результаты расчета максимального контактного давления по уравнению (28) и усилия N по формуле (29) для различных значений q и Θ_0 приведены в табл. 1.

Таблица 1 Максимальные контактные давления P_0 и усилия N

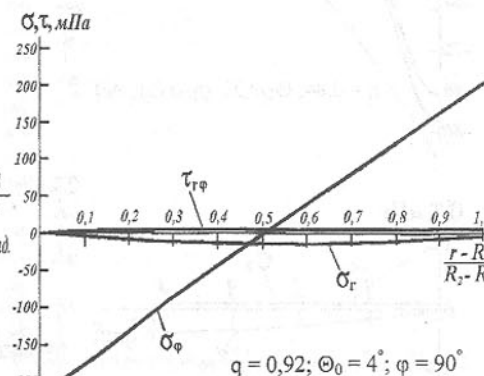
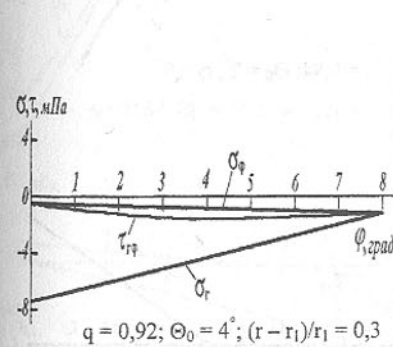
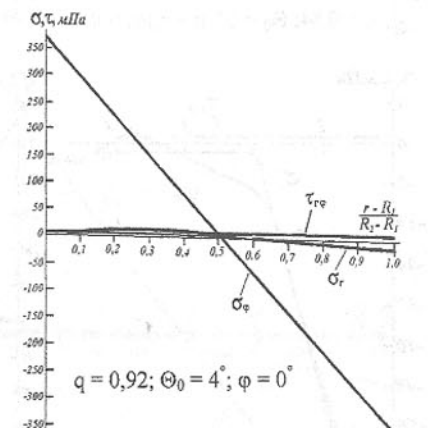
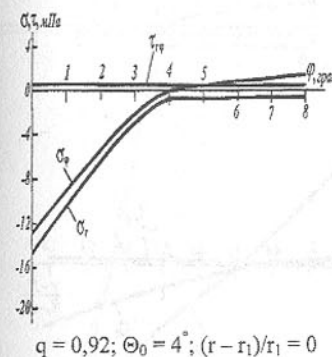
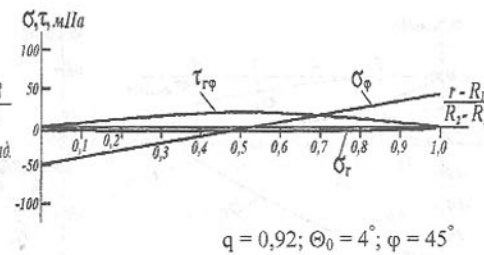
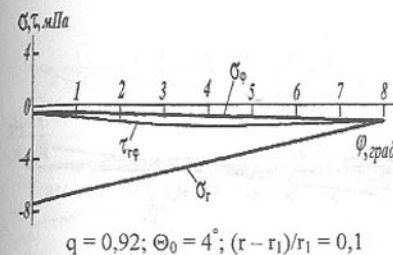
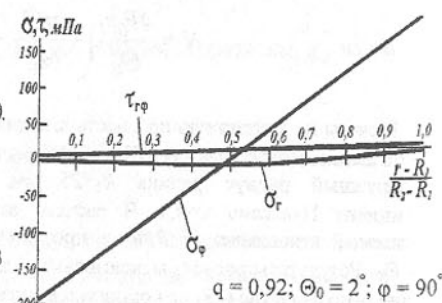
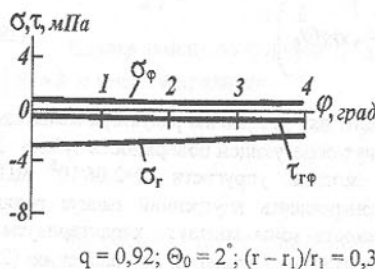
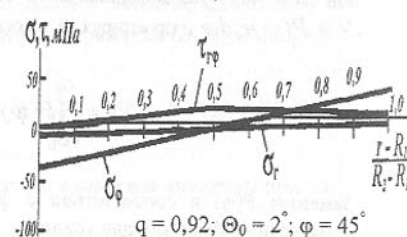
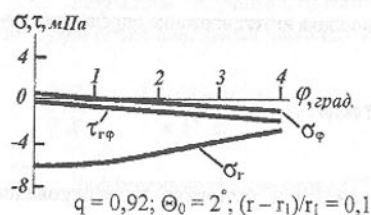
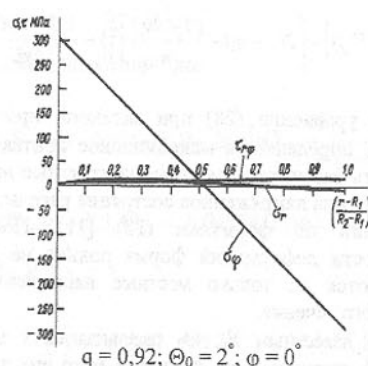
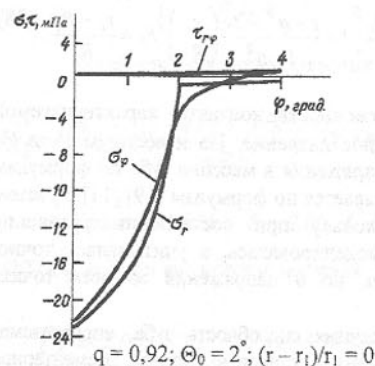
q	0,92		0,84		0,76		0	
	P_0 , мПа	N , Н	P_0 , мПа	N , Н	P_0 , мПа	N , Н	P_0 , мПа	N , Н
2	23,5	28,5	84,3	102	110,2	133,3	123,1	148,9
4	14,1	34,2	87,8	212,5	168,7	408,3	258,7	626,1
9	7,2	37,2	61,7	318,8	173,9	898,5	582,4	3009,2

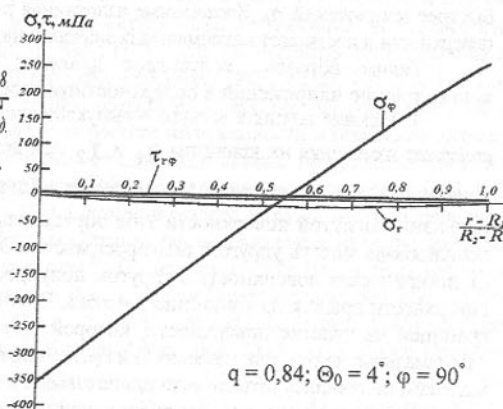
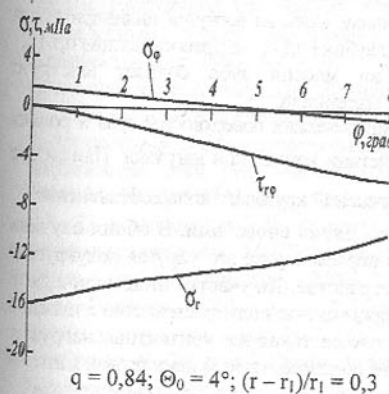
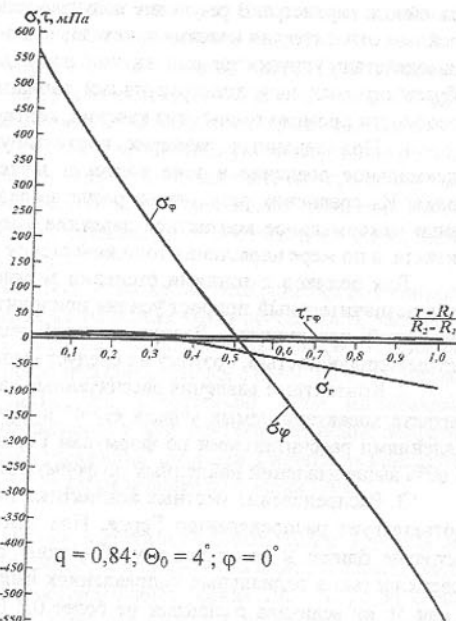
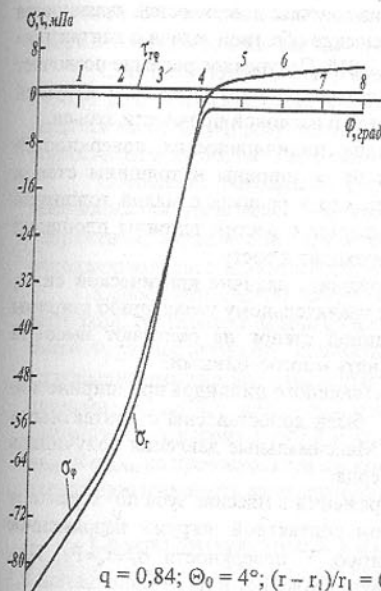
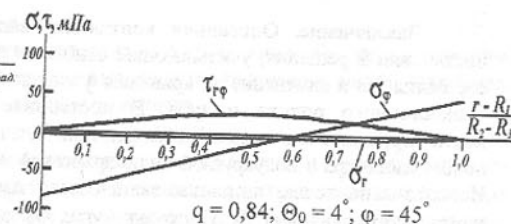
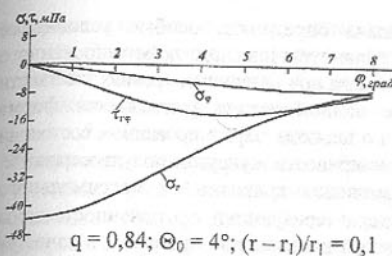
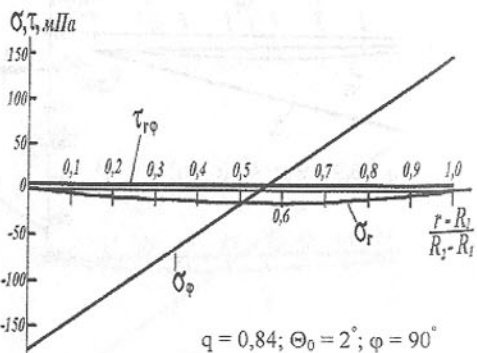
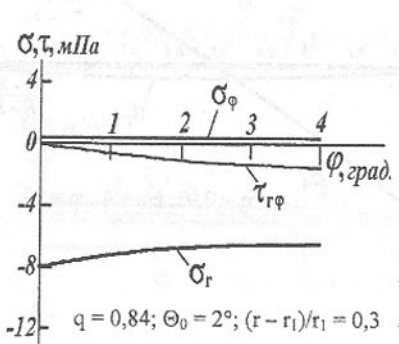
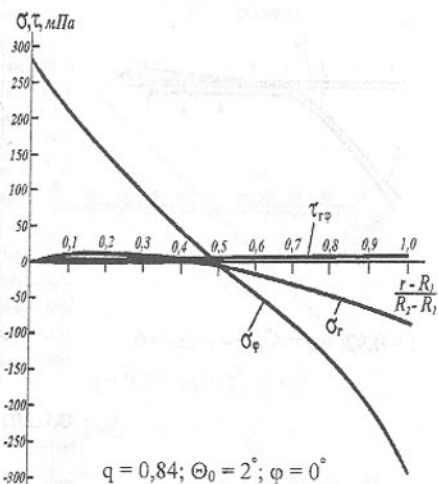
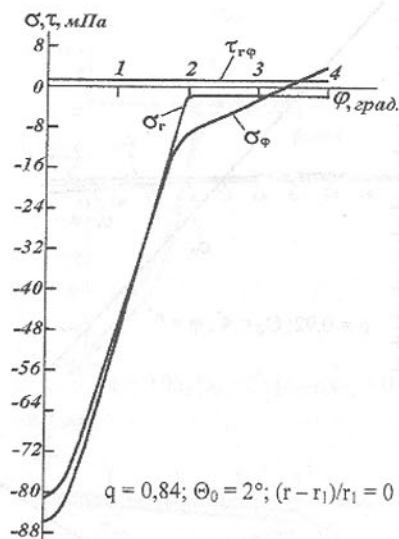
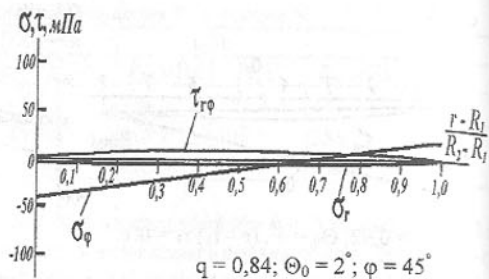
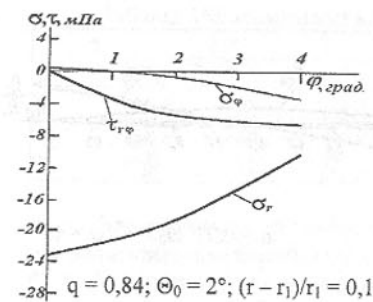
Для вариантов q_0 , Θ_0 вычислены компоненты напряжений при $(r-r_1)/r$ равных 0; 0,1; 0,3 и построены эпюры напряжений, а также компоненты напряжений в сечении ролика. Для углов $\varphi=0$; 45° и 90° построены эпюры контактных напряжений в зависимости от отношения $(r-R_1)/(R_2-R_1)$.

Эпюры контактных напряжений в сечении:

зуба

ролика





Заключение. Описанная контактная задача определила особые условия ее постановки и решения, учитывающие основные параметры плоского деформированного состояния тел и изменение их кривизны в зоне контакта при различных уровнях жесткости тонкостенного ролика и зуба. В постановке данной задачи учитывается форма контактирующих тел: используются решения задач о плоском деформированном состоянии полого цилиндра и полукруглой цилиндрической поверхности в упругом полупространстве. Использована также линейная зависимость изменения кривизны от максимального контактного давления P_0 . Поскольку угол Θ_0 , характеризующий протяженность зоны контакта, входит в формулы для упругих смещений и изменения кривизны в качестве нелинейного параметра. В результате получено условие контакта поверхностей, являющееся линейным относительно максимального давления. Решение обратной задачи о контактом взаимодействии упругих тел выполнено с помощью ЭВМ. Полученное решение позволяет выбрать оптимальный конструктивный вариант, исходя из податливости и несущей способности промежуточных тел качения, контактной и изгибной прочности зубьев.

1. При заданных размерах контактирующих цилиндрических поверхностей максимальное давление в зоне контакта зависит от ее ширины и толщины стенок ролика. Из сравнения результатов расчета следует, что в роликах с малой толщиной стенки максимальное контактное давление уменьшается с ростом ширины площадки контакта, а по мере нарастания толщины стенок переходит к росту.

Для роликов с тонкими стенками можно ожидать наличие критической силы, когда незначительный прирост усилия приводит к значительному увеличению ширины контактной поверхности. Ролики с малой толщиной стенок не обладают высокой несущей способностью, поэтому их следует выполнять многослойными.

2. Контактные давления рассчитанные для сплошного цилиндра при ширине зон контакта характеризующихся углами $\Theta_0=4^\circ$ и $\Theta_0=9^\circ$ были сопоставлены с контактными давлениями рассчитанными по формулам Герца. Максимальные давления получились на 60% выше давлений найденных по формулам Герца.

3. Распределение местных контактных напряжений в массиве зуба по характеру соответствует распределению Герца. Под центром контактной нагрузки напряженное состояние близко к всестороннему объемному сжатию. У поверхности $\sigma_r \approx \sigma_\phi \approx P_0$. Под поверхностью в радиальных направлениях напряжения убывают и на глубине равной $0,3 r_1$ или $5b$ их величина составляет не более $0,2 P_0$. Напряжения σ_ϕ убывают значительно быстрее напряжений σ_r . Касательные напряжения равны нулю на вогнутой цилиндрической поверхности и достигают максимальных значений на глубине $0,1 r_1$, не превосходящие $0,1 P_0$.

Таким образом, контактное давление на массив зуба создает местную концентрацию напряжений в поверхностном слое материала.

4. Условие контакта вогнуто – выпуклых цилиндрических поверхностей зуба и ролика содержат изменения их кривизны χ_1 и χ_2 при действии контактной нагрузки. Изменение

кривизны ролика χ_1 найдено с учетом функции напряжений кругового кольца. Изменение кривизны вогнутой поверхности зуба определялось двумя способами. В обоих случаях использована модель упругого полупространства. В первом случае это упругая полукруглая цилиндрическая поверхность в упругом полупространстве. На участке цилиндрической поверхности приложена контактная нагрузка. Во втором случае полупространство с плоской границей на участке поверхности, которой приложена такая же контактная нагрузка. Максимальные контактные давления P_0 и P_{01} , найденные по разработанным нами первой и второй моделям, получились практически одинаковыми для всех рассмотренных вариантов задач.

Существенным для изменения кривизны на участке контакта является закон распределения контактных давлений и наличие свободной поверхности по обе стороны

от участка нагруженного контактным давлением.

Протяженность свободной поверхности должна быть не менее $5b$, где b – половина ширины площади контакта. Как показали расчеты, на этом расстоянии можно пренебречь изменением кривизны вследствие действия контактной нагрузки.

5. Напряжения в ролике имеют большее значение, чем напряжения в зубе. Напряжения σ_r и $\tau_{r\phi}$ как и в массиве зуба не превосходят максимального контактного давления P_0 , однако нормальные напряжения σ_ϕ во много раз превосходят контактное давление. При $q=0,92$ и $\Theta_0=4^\circ$ величина σ_ϕ превосходит P_0 в 26 раз. Наибольшие напряжения возникают вблизи отверстия под центром контактной нагрузки, приложенной на внешней поверхности. Здесь материал находится в одноосном напряженном состоянии, так как при $r=R_1$ и $\phi=0$ получаем $\sigma_r=0$ и $\tau_{r\phi}=0$.

С ростом толщины стенок ролика напряжения уменьшаются. Так при $\Theta_0=2^\circ$ и уменьшении q с $0,92$ до $0,84$ максимальные напряжения σ_ϕ снижаются с 315 МПа до 277 МПа. Однако они остаются высокими. Из полученных результатов можно заключить, что применение одного полого ролика нецелесообразно. Рационально применять многослойную конструкцию роликов.

Обобщение результатов расчета на изгибную и контактную прочность должно выполняться при одинаковых размерах взаимодействующих тел и контактных площадок. Изгибные напряжения, вычисленные для угла $\Theta_0=9^\circ$, приводятся в соответствие с контактными напряжениями рассчитанными для угла $\Theta_0=4^\circ$.

Сопоставить следует напряжения во всех узлах кроме находящегося под контактной нагрузкой, где решение задачи об изгибных напряжениях имеет особенность, связанную с заменой распределенного контактного давления сосредоточенной силой. Максимальные изгибные напряжения вне зоны контакта после пересчета данных с $\Theta_0=9^\circ$ на $\Theta_0=4^\circ$ оказались равными $\sigma_{\text{изгmax}}=8,3$ МПа, $\sigma_{\text{бmax}}=9,1$ МПа, что значительно ниже максимального контактного давления $P_0=87,8$ МПа и напряжений в зоне контакта. Изгибные напряжения $\sigma_{\text{бmax}}$ и $\sigma_{\text{изгmax}}$ не превосходят допускаемых напряжений для стали. Расчеты на контактную и изгибную прочность дают полную картину напряженного состояния зуба.

Список литературы: 1. Касуя, Ногами, Мацунага, Ватанабе. Анализ контакта зубьев и оценка контактной прочности поверхности симметричных зубчатых передач с локализованным пятном контакта. – Конструирование и технология машиностроения, 1981, №1, с. 54. 2. Арига, Нагата. Нагрузочная способность передачи Новикова нового типа с исходным контуром, составленным дугами окружности и эвольвенты. – Конструирование и технология машиностроения, 1985, №4, с. 407 – 420. 3. Hertz H. R. Über die Verteilung der Druckkräfte in einem elastischen Kreiszylinder. Zeitschrift für Math. und Phys., 1883, Bd 28, Hft 2, s. 125-128. 4. Hertz H.R. Gesamelte Werke, Bd 1. Schriften vermischten Inhalts. Leipzig, Barth, 1895, 368 s. 5. Айропетов Э.Л. Совершенствование методов расчёта нагруженности и прочности передач зацеплением: докл. [МК «Качество зубчатых передач. Контактные разрушения» (ТРИО-2001), М., 2001]. (ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН). Технология машиностроения. 2001, №2, с. 8 – 33. 6. Заблонский К.И., Филипович С.И. Состояние оценки нагруженности зацепления в расчётных методиках. МНПК по проблемам обеспечения надёжности и качества зубчатых передач «Зубчатые передачи – 2000»: Тезисы докл., С.-Петербург. СПб: Изд-во Балт. гос. техн. ун-та «Военмех». 2000, с. 14-18. 7. Штаерман И.Я. К теории Герца местных деформаций при сжатии упругих тел. Докл. АН СССР, 1939, т. 25, № 5, с. 360-362. 8. Persson A. On the Stress Distribution of Cylindrical Elastic Bodies in Contact. – Dissertation, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, 1964. 9. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М., «Мир», 1989 г., с. 509. 10. Демидов С.П. Теория упругости. М., «Высшая школа», 1979, с. 432. 11. Стрельников В.Н.

НАПРЯЖЁННО – ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОЛОГО ЦИЛИНДРА

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The problem is solved is intense - the deformed condition thin-walled the cylinder considered as a cylindrical environment with enclosed contact loading, the submitted parabolic dependence.

Традиционные конструкции зубчатых и червячных передач во многом исчерпали свои функциональные возможности. В тяжёлом машиностроении единичные массы редукторов выросли до десятков и сотен тонн, ограничивая дальнейший рост производительности уникальных машин, осложняя их компоновку и транспортабельность. Эффективным направлением совершенствования приводной техники является рациональное использование гибких звеньев, упругие деформации которых создают многопоточную передачу мощности в высших кинематических парах, снижают нагрузки на зубья, снимают лимитацию несущей способности передач по критериям заедания, изгибным и контактным напряжениям, обеспечивают передачу высоких крутящих моментов при значительно меньших габаритах и металлоёмкости.

В качестве гибких звеньев в передачах с промежуточными телами качения используются полые тонкостенные цилиндрические ролики, радиальная податливость которых обеспечивает плавную многопоточную передачу крутящего момента [1-3]. Конструктивные отличия не позволяют использовать известные методики для расчёта и проектирования передач с промежуточными телами качения, что ограничивает возможности их широкого применения. Прежде всего это относится к гибким звеньям, соотношение упругих и прочностных свойств которых определяет нагрузочную способность этих передач. Поэтому решение задачи напряжённо – деформированного состояния ролика, находящегося под действием распределённой нагрузки в зацеплении, является одной из актуальных задач прогрессивного развития приводной техники.

Ролик представляет круговую цилиндрическую оболочку, моментная теория которой основана на гипотезах Кирхгофа – Лява. Напряжённо – деформированное состояние цилиндрической оболочки в общем случае нагрузки описывается системой из одиннадцати уравнений с одиннадцатью неизвестными, которая может быть преобразована к одному дифференциальному уравнению восьмого порядка относительно радиальных перемещений. Интегрирование этого уравнения – задача весьма сложная и для решения практических задач используют приближённые теории. Напряжённо – деформированное состояние ролика представим в соответствии с полубезмоментной теорией В.З. Власова [4]. В известных решениях оболочка нагружена двумя противоположно направленными радиальными растягивающими силами [5]. Для передач с промежуточными телами качения подобная аппроксимация неприемлема, т.к. не согласуется с условиями выпукло – вогнутого контакта тел близкой кривизны, одно из которых оболочка. По этой же причине её нельзя использовать при решении контактной задачи.

Цель работы - разработка нового метода расчёта упругих промежуточных тел качения применительно к условиям контакта прогрессивных разновидностей передач зацеплением.

Задачи исследования: удовлетворение условий контакта в зацеплении при постановке задачи и аппроксимации нагрузки; определение компонент тензора напряжений

и компонент упругих смещений во всех точках поперечного сечения ролика; определение изменения кривизны внешней окружности ролика, от деформации его поверхности.

В отличие от известных решений, дуга внешней окружности ролика нагружена распределёнными контактными усилиями. Условия контакта определяются смещениями точек дуга внешней окружности, которые зависят от действующей нагрузки. Связь между перемещениями и нагрузкой определяется в результате решения системы дифференциальных уравнений, описывающих деформированное состояние оболочки под действием нагрузки.

Деформированные поверхности в зоне контакта имеют одинаковую кривизну. Условия контакта поверхностей запишем в виде

$$\frac{1}{r_1} + \chi_2 = \frac{1}{R_2} + \chi_1, \quad (1)$$

где r_1 , R_2 – радиусы вогнутой поверхности зуба и внешний радиус ролика, χ_1 и χ_2 – изменения кривизны вызванные деформацией поверхностей ролика и зуба.

Исходя из допущений [6 - 8]: линии, нормальные к срединной поверхности до деформации, преобразуются в прямые линии, нормальные к деформированной срединной поверхности; компоненты напряжений, направленные по нормали к срединной поверхности малы по сравнению с другими составляющими напряжений. Рассмотрим полый цилиндр с радиусом отверстия R_1 и внешней поверхности R_2 , к которой приложим контактную нагрузку (рис. 1). Предполагая эпюру контактного давления выпуклой, представим нагрузку параболической зависимостью с неизвестным максимальным давлением P_0

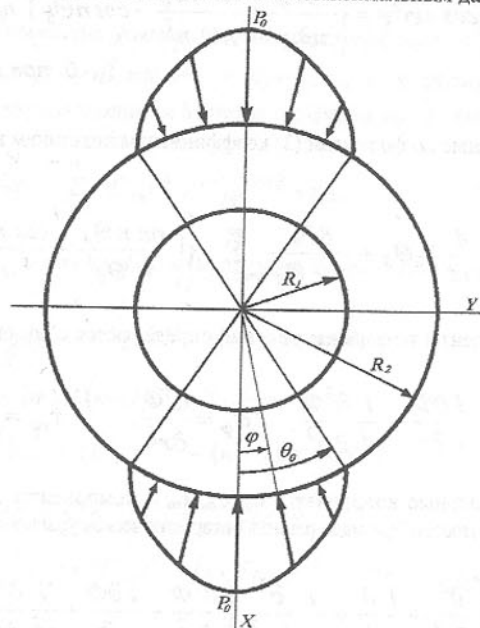


Рис. 1. Эпюры контактных давлений на поверхности ролика

$$P(\varphi) = \begin{cases} P_0 \left(1 - \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2} \right), & 0 \leq \varphi \leq \Theta_0, \\ P_0 \left[1 - \frac{(\pi - \varphi)^2}{\Theta_0^2} \right], & \pi - \Theta_0 \leq \varphi \leq \pi, \\ 0, & \Theta_0 \leq \varphi \leq \pi - \Theta_0. \end{cases} \quad (2)$$

где φ — полярный угол, отсчитанный от вертикальной оси X .

Учитывая, что X — ось симметрии, разлагаем нагрузку в ряд Фурье по косинусам в промежутке $(0; \pi)$. Определяем коэффициенты ряда Фурье

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\pi} \int_0^\pi P(\varphi) d\varphi = \frac{P_0}{\pi} \int_0^{\Theta_0} \left(1 - \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2} \right) d\varphi + \frac{P_0}{\pi} \int_{\pi-\Theta_0}^\pi \left[1 - \frac{(\pi-\varphi)^2}{\Theta_0^2} \right] d\varphi = \frac{4}{3\pi} P_0 \Theta_0, \\ a_n &= \frac{2}{\pi} \int_0^\pi P(\varphi) \cos n\varphi d\varphi = \frac{2}{\pi} P_0 \int_0^{\Theta_0} \left(1 - \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2} \right) \cos n\varphi d\varphi + \frac{2P_0}{\pi} \int_{\pi-\Theta_0}^\pi \left[1 - \frac{(\pi-\varphi)^2}{\Theta_0^2} \right] \cos n\varphi d\varphi = \\ &= \begin{cases} \frac{8P_0}{\pi \Theta_0^2} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n^3} - \cos n\Theta_0 \right) & \text{при } n = 2, 4, \dots \\ 0 & \text{при } n = 1, 2, 3, \dots \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Найденные по формулам (3) коэффициенты подставим в ряд Фурье

$$P(\varphi) = \frac{4}{3\pi} P_0 \Theta_0 + \frac{8P_0}{\pi - \Theta_0} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n^3} - \frac{\cos n\Theta_0}{n^2} \right) \cos n\varphi \right\}. \quad (4)$$

Компоненты тензора напряжений определяются с помощью функции Эри

$$\sigma_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2}, \quad \sigma_\varphi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2}, \quad \tau_{r\varphi} = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} \right), \quad (5)$$

где φ, r — полярные координаты, $\sigma_r, \sigma_\varphi, \tau_{r\varphi}$ — компоненты тензора напряжений. Для определения функции Эри надо решить бигармоническое уравнение в полярных координатах

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right) \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} \right) = 0. \quad (6)$$

Общее выражение функции Эри в полярных координатах, удовлетворяющее бигармоническому уравнению дано Мичеллом [9]

$$\Phi(r, \varphi) = A\varphi + A_0 r^2 \ln r + B_0 r^2 + C_0 \ln r + D_0 r^2 \varphi + (A_1 r^2 + B_1 r \ln r + C_1 r^{-1}) \cos \varphi + Br \varphi \sin \varphi + (A'_1 r^3 + B'_1 r \ln r + C'_1 r^{-1}) \sin \varphi + B' r \varphi \cos \varphi + \sum_{n=1,2,3,\dots}^{\infty} (C_{1n} r^n + C_{2n} r^{n+2} + C_{3n} r^{-n} + C_{4n} r^{-n+2}) \cos n\varphi + \sum_{n=1,2,3,\dots}^{\infty} (D_{1n} r^n + D_{2n} r^{n+2} + D_{3n} r^{-n} + D_{4n} r^{-n+2}) \sin n\varphi. \quad (7)$$

В случае замкнутого кольца, в выражении (7) полагаем $A_0 = 0, D_0 = 0$, т.к. в противном случае слагаемое $A_0 r^2 \ln r$ приводит к неоднозначности тангенциального смещения V , а слагаемое $D_0 r^2 \varphi$ приводит к неоднозначности нормального напряжения σ_φ . Слагаемому $A\varphi$ в выражении (7) соответствуют касательные напряжения, изменяющиеся по закону $\tau_{r\varphi} = A/r^2$. Нагрузка на внешнем и внутреннем контурах кольца должна приводиться к

крутящим моментам, что не соответствует условиям нагрузки рассматриваемой контактной задачи. Поэтому полагаем $A = 0$. Внешняя контактная нагрузка разлагается в ряд Фурье (4), содержащий тригонометрические функции $\cos n\varphi$, при $n = 0, 2, 4, \dots$

Из первого уравнения (5) и условия $(\sigma_r)_{r=R_2} = -P(\varphi)$ следует, что выражения при $\sin n\varphi$ для $n = 1, 2, 3, \dots$ и при $\cos n\varphi$ для $n = 1, 3, \dots$ должны обращаться в нуль, что будет выполнено, если в формуле (7) положить $D_{1n} = D_{2n} = D_{3n} = D_{4n} = 0$ при $n = 1, 2, 3, \dots$, $C_{1n} = C_{2n} = C_{3n} = C_{4n} = 0$ при $n = 1, 3, 5, \dots$, а также принять $A_1 = B_1 = C_1 = A'_1 = B'_1 = C'_1 = 0$. Из однозначности перемещений V и W для замкнутого кольца, вытекают дополнительные условия, связывающие коэффициенты B и B_1, B' и B'_1 : $2B_1 + (1-\nu)B = 0, 2B'_1 + (1-\nu)B' = 0$. Но т.к. $B_1 = B'_1 = 0$, то из приведенных уравнений получаем $B = B' = 0$. В результате решение Мичелла для данной задачи представим в виде:

$$\Phi(r, \varphi) = B_0 r^2 + C_0 \ln r + \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} (C_{1n} r^n + C_{2n} r^{n+2} + C_{3n} r^{-n} + C_{4n} r^{-n+2}) \cos n\varphi. \quad (8)$$

В соответствии с формулами (5) и (8) получим компоненты тензора напряжений

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= 2B_0 + \frac{C_0}{r^2} - \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} [n(n-1)C_{1n} r^{n-2} + (n-2)(n+1)C_{2n} r^n + \\ &\quad + n(n+1)C_{3n} r^{-n-2} + (n+2)(n-1)C_{4n} r^{-n}] \cos n\varphi, \\ \sigma_\varphi &= 2B_0 - \frac{C_0}{r^2} - \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} [n(n-1)C_{1n} r^{n-2} + (n+1)(n+2)C_{2n} r^n + \\ &\quad + n(n+1)C_{3n} r^{-n-2} + (n-2)(n-1)C_{4n} r^{-n}] \cos n\varphi, \\ \tau_{r\varphi} &= \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} [n(n-1)C_{1n} r^{n-2} + (n+1)C_{2n} r^n - n(n+1)C_{3n} r^{-n-2} - n(n-1)C_{4n} r^{-n}] \sin n\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Коэффициенты $B_0, C_0, C_{1n}, C_{2n}, C_{3n}, C_{4n}$ определим из граничных условий

$$(\sigma_r)_{r=R_2} = -P(\varphi), \quad (\tau_{r\varphi})_{r=R_2} = 0, \quad (\sigma_r)_{r=R_1} = 0, \quad (\tau_{r\varphi})_{r=R_1} = 0. \quad (10)$$

Подставим в уравнения (10) выражения σ_r и $\tau_{r\varphi}$ по формулам (9), полагая в них соответственно $r = R_2$ и $r = R_1$. Воспользуемся разложением (4) нагрузки $P(\varphi)$ в ряд Фурье. В первом уравнении (10) приравняем выражения при $\cos n\varphi$ слева и справа для $n=0, 2, 4, \dots$. В остальных уравнениях (10) выражения умноженные на $\cos n\varphi$ приравняем нулю. Получим системы уравнений из которых находим коэффициенты входящие в выражение (8):

$$2B_0 + \frac{C_0}{R_2^2} = -\frac{4}{3\pi} P_0 \Theta_0, \quad 2B_0 + \frac{C_0}{R_1^2} = 0; \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} n(n-1)C_{1n}R_2^{n-2} + (n-2)(n+1)C_{2n}R_2^n + n(n+1)C_{3n}R_2^{n-2} + \\ + (n+2)(n-1)C_{4n}R_2^{-n} = \frac{8P_0}{\pi\Theta_0 n^2} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right), \\ n(n-1)C_{1n}R_1^{n-2} + (n-2)(n+1)C_{2n}R_1^n + n(n+1)C_{3n}R_1^{n-2} + (n+1)(n-1)C_{4n}R_1^{-n} = 0, \\ (n-1)C_{1n}R_2^{n-2} + (n+1)C_{2n}R_2^n - (n+1)C_{3n}R_2^{n-2} - (n-1)C_{4n}R_2^{-n} = 0, \\ (n-1)C_{1n}R_1^{n-2} + (n+1)C_{2n}R_1^n - (n+1)C_{3n}R_1^{n-2} - (n-1)C_{4n}R_1^{-n} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Решая совместно уравнения (11) находим постоянные

$$B_0 = -\frac{2P_0\Theta_0}{3\pi(1-q^2)}, \quad C_0 = \frac{4P_0\Theta_0 R_1^2}{3\pi(1-q^2)}, \quad (13)$$

где $q = \frac{R_1}{R_2}$. В системе (12) обозначим $b_n = \frac{8P_0}{\pi\Theta_0 n^2} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right)$.

Вместо неизвестных $C_{1n}, C_{2n}, C_{3n}, C_{4n}$ введем новые неизвестные $X_{1n}, X_{2n}, X_{3n}, X_{4n}$, связав их с основными неизвестными соотношениями при которых в новой системе коэффициенты при неизвестных будут безразмерными величинами

$$C_{1n} = \frac{X_{1n}}{R_2^{n-2}}, \quad C_{2n} = \frac{X_{2n}}{R_2^n}, \quad C_{3n} = X_{3n}R_1^{n+2}, \quad C_{4n} = X_{4n}R_1^n. \quad (14)$$

Переходя в системе (12) к новым неизвестным по формулам (14) и заменив значения на b_n получим систему уравнений для $X_{1n}, X_{2n}, X_{3n}, X_{4n}$

$$\left. \begin{aligned} (n-1)X_{1n} + (n+1)X_{2n} - (n+1)X_{3n}q^{n+2} - (n-1)X_{4n}q^n = 0, \\ n(n-1)X_{1n} + (n-2)(n+1)X_{2n} + n(n+1)X_{3n}q^{n+2} + (n+2)(n-1)X_{4n}q^n = b_n, \\ (n-1)X_{1n}q^{n-2} + (n+1)X_{2n}q^n - (n+1)X_{3n} - (n-1)X_{4n} = 0, \\ n(n-1)X_{1n}q^{n-2} + (n-2)(n+1)X_{2n}q^n + n(n+1)X_{3n} + (n+2)(n-1)X_{4n} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Решение системы уравнений (15) представим в форме Крамера

$$\left. \begin{aligned} X_{1n} &= \frac{b_n [1 + (n(1-q^2) - 1)q^{2n}]}{2(n-1) [(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}]}, \\ X_{2n} &= \frac{b_n [(1-q^{2n}) + n(1-q^2)q^{2n-2}]}{2(n+1) [(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}]}, \\ X_{3n} &= \frac{b_n q^{n-2} [(1-q^{2n}) + n(1-q^2)]}{2(n+1) [(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}]}, \\ X_{4n} &= \frac{b_n q^{n-2} [q^2 + n(1-q^2) - q^{2n+2}]}{2(n-1) [(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}]} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Определим коэффициенты $C_{1n}, C_{2n}, C_{3n}, C_{4n}$

$$\left. \begin{aligned} C_{1n} &= \frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \frac{1 + (n(1-q^2) - 1)q^{2n}}{[(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}] n^2 (n-1) R_2^{n-2}}, \\ C_{2n} &= -\frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \frac{(1-q^{2n}) + nq^{2n-2}(1-q^2)}{[(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}] n^2 (n+1) R_2^n}, \\ C_{3n} &= -\frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \frac{q^{n-2} (1-q^{2n} + n(1-q^2)) R_1^{n+2}}{[(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}] n^2 (n+1)}, \\ C_{4n} &= -\frac{4P_0}{\pi\Theta_0} \left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right) \frac{q^{n-2} [q^2 + n(1-q^2) - q^{2n+2}] R_1^n}{[(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}] n^2 (n-1)}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Коэффициенты $C_{1n}, C_{2n}, C_{3n}, C_{4n}$ входят в формулы (9). В результате подстановки (17) получим тригонометрические ряды с убывающими членами. Для рассматриваемых рядов быстроту их сходимости удобно оценивать сравнивая члены ряда с членами

рядов вида $\sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos n\varphi}{n^k}, \quad \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\sin n\varphi}{n^k}$, где $k=1, 2, 3, \dots$

В формулах (17) выделим множители, порядок убывания которых сравним с порядком убывания членов ряда $\frac{1}{n^k}$. Введем представление:

$$C_{1n} = \frac{P_0}{(n-1)n^2 R_2^{n-2}} A_{1n}, \quad C_{2n} = \frac{P_0}{(n+1)n^2 R_2^n} A_{2n}, \quad C_{3n} = \frac{P_0 R_1^{n+2}}{(n+1)n^2} A_{3n}, \quad C_{4n} = \frac{P_0 R_1^n}{(n-1)n^2} A_{4n},$$

где переменные коэффициенты $A_{1n}, A_{2n}, A_{3n}, A_{4n}$, ограничены по абсолютной величине и вычисляются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} A_{1n} &= \frac{4}{\pi \Theta_0} \left(\frac{\sin n \Theta_0}{n \Theta_0} - \cos n \Theta_0 \right) \frac{1 + [n(1 - q^2) - 1] q^{2n}}{(1 - q^{2n})^2 - n^2 (1 - q^2)^2 q^{2n}}, \\ A_{2n} &= \frac{4}{\pi \Theta_0} \left(\frac{\sin n \Theta_0}{n \Theta_0} - \cos n \Theta_0 \right) \frac{1 - q^{2n} + n q^{2n} - 2(1 - q^2)}{(1 - q^{2n})^2 - n^2 (1 - q^2)^2 q^{2n-2}}, \\ A_{3n} &= \frac{4}{\pi \Theta_0} \left(\frac{\sin n \Theta_0}{n \Theta_0} - \cos n \Theta_0 \right) \frac{q^{n-2} [-q^{2n} + n(1 - q^2)]}{(1 - q^{2n})^2 - n^2 (1 - q^2)^2 q^{2n-2}}, \\ A_{4n} &= \frac{4}{\pi \Theta_0} \left(\frac{\sin n \Theta_0}{n \Theta_0} - \cos n \Theta_0 \right) \frac{q^{n-2} [q^2 + n(1 - q^2) - q^{2n+2}]}{(1 - q^{2n})^2 - n^2 (1 - q^2)^2 - q^{2n-2}} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Подставим выражения (13) и значения $C_{1n}, C_{2n}, C_{3n}, C_{4n}$ в формулы (9)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{4P_0\Theta_0}{3\pi(1-q^2)} \left(1 - \frac{R_l^2}{r^2} \right) - P_0 \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left[\frac{A_{1n}}{n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2} - \right. \\ &\quad \left. - A_{2n} \left(\frac{n-2}{n^2} \right) \left(\frac{r}{R_2} \right)^n - \frac{A_{3n}}{n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2} - A_{4n} \left(\frac{n+2}{n^2} \right) \left(\frac{R_l}{r} \right)^n \right] \cos n\varphi \} \\ \sigma_\varphi &= -\frac{4P_0\Theta_0}{3\pi(1-q^2)} \left(1 + \frac{R_l^2}{r^2} \right) + P_0 \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left[\frac{A_{1n}}{n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2} - \right. \\ &\quad \left. - A_{2n} \left(\frac{n+2}{n^2} \right) \left(\frac{r}{R_2} \right)^n - \frac{A_{3n}}{n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2} - \frac{A_{4n}}{n} \left(\frac{n-2}{n^2} \right) \left(\frac{R_l}{r} \right)^n \right] \cos n\varphi, \\ \tau_{r\varphi} &= P_0 \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left[\frac{A_{1n}}{n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2} - \frac{A_{2n}}{n} \left(\frac{r}{R_2} \right)^n - \frac{A_{3n}}{n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2} + A_{4n} \left(\frac{R_l}{r} \right)^n \right] \sin n\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

При известном P_0 формулы (19) позволяют рассчитать напряженное состояние ролика. Для внутренних точек области сходимость рядов обеспечивается множителями:

$$\left(\frac{R_l}{r} \right)^{n+2}, \left(\frac{R_l}{r} \right)^n, \left(\frac{r}{R_2} \right)^{n-2}, \left(\frac{r}{R_2} \right)^n < 1,$$

которые с ростом n стремятся к нулю. Т.к. коэффициенты при них ограничены, то быстрота сходимости рядов для напряжений такая же, как у геометрической прогрессии со знаменателем меньше единицы. На внутреннем и внешнем контурах одно из отношений $\frac{R_l}{r}$ или $\frac{r}{R_2}$ обращаются в единицу. В этом случае быстроту сходимости

рядов при вычислении напряжений на контурах $r=R_l$ и $r=R_2$ определяют ряды $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{A_{2n} \cos n\varphi}{n^2}$, $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{A_{4n} \cos n\varphi}{n^2}$; $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{(A_{1n} - A_{2n}) (\cos n\varphi)}{n} \left(\frac{\cos n\varphi}{\sin n\varphi} \right)$, $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{(A_{3n} - A_{4n}) (\cos n\varphi)}{n} \left(\frac{\cos n\varphi}{\sin n\varphi} \right)$. В силу ограниченности абсолютной величины коэффициентов $(A_{2n} \cos n\varphi)$, $(A_{4n} \cos n\varphi)$ быстрота сходимости рядов с членами $\frac{A_{2n} \cos n\varphi}{n^2}$ и $\frac{A_{4n} \cos n\varphi}{n^2}$ такая же, как у

абсолютно сходящегося ряда $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{A}{n^2}$, что вытекает из признака сравнения, если величину A выбрать больше абсолютных величин $|A_{2n} \cos n\varphi|$ и $|A_{4n} \cos n\varphi|$. Для рядов, содержащих $A_{1n} - A_{2n}$ и $A_{3n} - A_{4n}$, заменим $A_{1n}, A_{2n}, A_{3n}, A_{4n}$ по формулам (18):

$$\left. \begin{aligned} \sum_{n=2,4,\dots} \left(\frac{A_{1n} - A_{2n}}{n} \right) \left(\frac{\cos n\varphi}{\sin n\varphi} \right) &= -\frac{4(1-q^2)}{\pi \Theta_0} \sum_{n=2,4,\dots} \left\{ \left(\frac{\sin n \Theta_0}{n \Theta_0} - \cos n \Theta_0 \right) \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot \frac{q^{2n-2}}{(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n}} \left(\frac{\cos n\varphi}{\sin n\varphi} \right) \right\}, \\ \sum_{n=2,4,\dots} \left(\frac{A_{3n} - A_{4n}}{n} \right) \left(\frac{\cos n\varphi}{\sin n\varphi} \right) &= \frac{4(1-q^2)}{\pi \Theta_0} \sum_{n=2,4,\dots} \left\{ \left(\frac{\sin n \Theta_0}{\pi \Theta_0} - \cos n \Theta_0 \right) \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot \frac{(1-q^{3n-2}) q^{n-2}}{(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n}} \left(\frac{\cos n\varphi}{\sin n\varphi} \right) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Быстрота сходимости этих рядов такая же как у геометрических прогрессий со знаменателями q^2 и q^2 . Формулы (19) применимы для вычисления компонент тензора напряжений во всех точках поперечного сечения ролика. Для вычисления изменения кривизны внешнего контура сечения ролика надо найти упругие перемещения. Воспользуемся обобщенным законом Гука

$$\varepsilon_r = \left(\frac{1-\nu^2}{E} \right) \left(\sigma_r - \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_\varphi \right), \quad \varepsilon_\varphi = \left(\frac{1-\nu^2}{E} \right) \left(\sigma_\varphi - \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_r \right), \quad \gamma_{r\varphi} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{r\varphi}. \quad (21)$$

Деформации представим через компоненты упругих смещений W и V

$$\varepsilon_r = \frac{\partial W}{\partial r}, \quad \varepsilon_\varphi = \frac{W}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial \varphi}, \quad \gamma_{r\varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial \varphi} + \frac{\partial V}{\partial \varphi} - \frac{V}{r}. \quad (22)$$

Заменим в формуле (22) ε_r согласно выражениям (21), (19). Получим выражение для производной радиального смещения W и интегрируем по r

$$\begin{aligned} W(r, \varphi) &= -\frac{4(1+\nu)P_0\Theta_0}{3\pi E(1-q^2)} \left[(1-2\nu)r + \frac{R_l^2}{r} \right] - \frac{(1+\nu)P_0}{E} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{A_{1n}}{n(n-1)} \frac{r^{n-1}}{R_2^{n-2}} - \frac{A_{2n}}{(n+1)} \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot \left(\frac{1}{n} - \frac{2(1-2\nu)}{n^2} \right) \frac{r^{n+1}}{R_2^n} - \frac{A_{3n}}{n(n+1)} \frac{R_l^{n+2}}{r^{n+1}} + \frac{A_{4n}}{(n-1)} \left(\frac{1}{n} + \frac{2(1-2\nu)}{n^2} \right) \frac{R_l^n}{r^{n-1}} \right\} \cos n\varphi + f_1(\varphi). \end{aligned} \quad (23)$$

В качестве постоянной интегрирования добавляется функция $f_1(\varphi)$. Тангенциальное перемещение V определим, заменив во второй формуле (21) относительную деформацию ε_φ значением из второго уравнения (22). Полученное выражение с учетом значений (19), (23) позволяет определить производную функции V , интегрируя которую по φ , находим

$$V = \frac{(1+\nu)P_0}{E} \sum_{n=2,4,\dots} \left\{ \left[\frac{A_{1n}}{n(n-1)} \frac{r^{n-1}}{R_2^{n-2}} - A_{2n} \left(\frac{n+2}{n^2(n+1)} + \frac{2(1-2\nu)}{n^2(n+1)} \right) \frac{r^{n+1}}{R_2^n} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{A_{3n}}{n(n+1)} \frac{R_2^{n+2}}{r^{n+1}} - A_{4n} \left(\frac{n-2}{a^2(n-1)} - \frac{2(1-2\nu)}{n^2(n+1)} \right) \frac{R_2^n}{r^{n-1}} \right] \sin n\varphi \right\} - r[f_1(\varphi)d\varphi + f_2(r)]. \quad (24)$$

В качестве постоянной интегрирования добавлена функция $f_2(r)$. В уравнениях (23) и (24) функции $f_1(\varphi) = 0$ и $f_2(r) = 0$. Ряды, определяющие W и V абсолютно сходящиеся.

Можно оценить порядок коэффициентов членов рядов $\frac{A_{1n}}{n^2}, \frac{A_{2n}}{n^2}, \frac{A_{3n}}{n^2}, \frac{A_{4n}}{n^2}$. Т.к. $A_{1n}, A_{2n}, A_{3n}, A_{4n}$ ограничены по абсолютной величине, то найдется $A > 0$ такое, что при всех n каждое $\frac{|A_{1n}|}{n^2}, \frac{|A_{2n}|}{n^2}, \frac{|A_{3n}|}{n^2}, \frac{|A_{4n}|}{n^2}$ не превосходит членов абсолютно сходящегося ряда $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{A}{n^2}$. Поэтому ряды определяющие W и V тоже сходятся абсолютно.

Установим связь изменения кривизны поверхности ролика со смещениями W и V этой поверхности. Отложим по нормали перемещение W и перпендикулярно V (рис. 2).

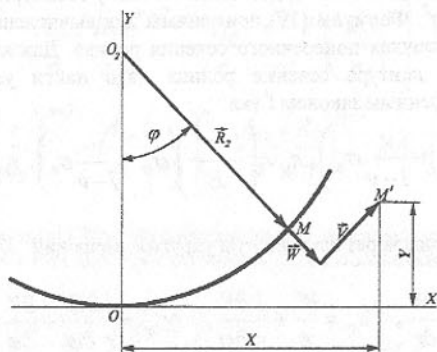


Рис. 2. Упругие смещения точек внешней поверхности ролика

Для внешнего контура ролика ($r=R_2$), поэтому W и V являются функциями угла φ . Вычислим кривизну контура

$$K = \frac{X'_\varphi Y''_\varphi - X''_\varphi Y'_\varphi}{[(X'_\varphi)^2 + (Y'_\varphi)^2]^{3/2}}. \quad (25)$$

Декартовы координаты точек деформированной поверхности выразим через упругие смещения. Начало координат выберем под центром нагрузки на окружности $r = R_2$. Ось

Y направим к центру ролика, ось X по касательной к окружности. Точка M получит упругие смещения и перейдет в положение M' . Запишем радиус вектор точки M'

$$\vec{r}_{M'} = \vec{R}_2 + \vec{W} + \vec{V}. \quad (26)$$

Изменение кривизны χ_1 окружности $r = R_2$

$$\chi_1 = \frac{4[(1-2\nu)+q^2](1+\nu)P_0\Theta_0}{3\pi E(1-q^2)R_2} - \frac{8(1+\nu)P_0}{\pi\Theta_0 E R_2} \sum_{n=2,4,\dots} \left\{ \frac{S_n}{n} \left[(1-q^{2n})(1+(1-2\nu)(1+q^{2n}) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{(1-2\nu)}{n} (1-q^{2n}) + q^{2n-2}(n(1-q^2)(3-4\nu+q^2)+q^2(1-q^{2n})) \right] \cos n\varphi \right\}, \quad (27)$$

где $S_n = \frac{\left(\frac{\sin n\Theta_0}{n\Theta_0} - \cos n\Theta_0 \right)}{(1-q^{2n})^2 - n^2(1-q^2)^2 q^{2n-2}}$. Считая, зону контакта не слишком протяженной, перейдем в формуле (27) к среднему изменению кривизны

$$\bar{\chi}_1 = \frac{1}{\Theta_0} \int_0^{\Theta_0} \chi_1 d\varphi = \frac{4(1+\nu)[(1-2\nu)+q^2]P_0\Theta_0}{3\pi E(1-q^2)R_2} - \frac{8(1+\nu)P_0}{\pi R_2 E \Theta_0^2} \sum_{n=2,4,\dots} \left\{ \frac{S_n}{n^2} \left[(1-q^{2n}) \left(1 + (1-2\nu) \cdot \right. \right. \right. \\ \left. \left. \cdot (1+q^{2n}) - \frac{(1-2\nu)}{n} (1-q^{2n}) \right) + q^{2n-2} [n(1-q^2)(3-4\nu+q^2) + q^2(1-q^{2n})] \right] \sin n\Theta_0 \right\}. \quad (28)$$

В силу ограниченности величин S_n можно подобрать положительное число A такое, что каждый член ряда (28) по абсолютной величине не будет превосходить $\frac{A}{n^2}$. По признаку сравнения

заключаем, что ряд (28) сходящийся т.к. абсолютно сходится числовой ряд $\sum_{n=2,4,\dots} \frac{A}{n^2}$.

Значение кривизны $\bar{\chi}_1$ подсчитанное по формуле (28) может быть использовано в формуле (1) при расчете максимального давления.

Освоение новых видов передач на ЗАО «НКМЗ» представлено на рис. 3 – 5.

Выводы. Напряжения в материале ролика складываются из напряжений изгиба и сжатия. Эти напряжения суммируются алгебраически. При этом сжимающие напряжения по абсолютной величине возрастают, а растягивающие уменьшаются. Сжимающие напряжения могут быть сопоставимы с изгибными и даже превосходить их. Однако в зоне максимальных по абсолютной величине суммарных напряжений определяющими являются напряжения изгиба, составляющие свыше 93%. Неравномерность распределения изгибных напряжений в окружном направлении приводит к возникновению касательных напряжений, действующих в срединной поверхности. Величина этих напряжений мала в сравнении с изгибными, и ими можно пренебречь.

Для роликов с тонкими стенками можно ожидать наличие критической силы, когда незначительный прирост усилия приводит к значительному увеличению ширины контактной поверхности. Ролики с малой толщиной стенок не обладают высокой несущей способностью, поэтому их следует выполнять многослойными. Полые ролики обладают высокой податливостью, способствуют повышению многопоточности зацепления и плавности работы передачи.

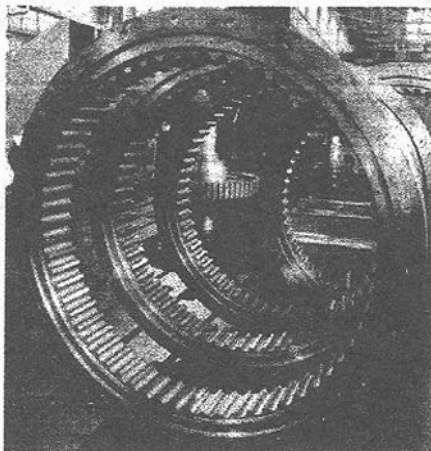


Рис. 3. Центральные колёса редукторов классификаторов: $N=30\text{ кВт}$, $u=275$

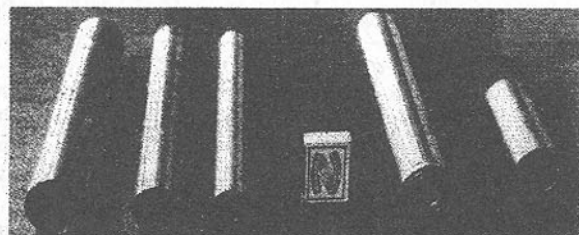


Рис. 4. Ролики для редуктора классификатора

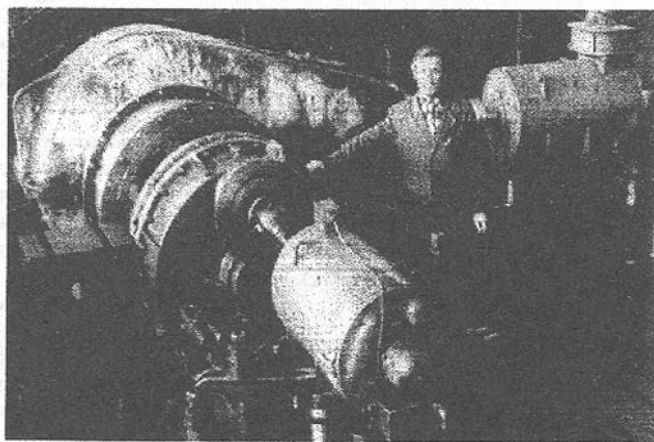


Рис. 5. Стенд для испытания редукторов с промежуточными телами качения приводов классификаторов

В постановке и решении данной задачи учтены особенности взаимодействия кругового зуба с цилиндрической оболочкой, характерные для передач с промежуточными телами качения, что позволяет использовать полученные результаты при решении контактной задачи теории упругости. Результаты выполненных исследований используются в методике прочностных расчетов передач с промежуточными телами качения на ЗАО «НКМЗ».

Список литературы: 1. Пат. 41505. Украина. Планетарный редуктор / В.А. Панков, С.В. Севост'янов, В.М. Стрельников (Украина). – 4 с.; Опубл. 17.09.2001, Бюл. №8. 2. Стрельников В.Н. Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны. – М.: Машиностроение, 1992. – 322с. 3. Стрельников В.Н. Напряжённо – деформированное состояние зубьев передачи с промежуточными телами качения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. – Донецк: Донецкий гос. техн. ун-тет. 2003. – Вып. 26. – С. 90–108. 4. Власов В.З. Общая теория оболочек и её приложения в технике. М., Л.: Гостехиздат, 1949. – 784 с. 5. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. М.: Машиностроение, 1977. – 488с. 6. Ван Цзи Де. Прикладная теория упругости. М.: Физматгиз, 1959. – 400с. 7. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. Л.: Судостроение, 1962. – 431с. 8. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М. Физматгиз, 1963. – 635 с. 9. Демидов С. П. Теория упругости. М., «Высшая школа», 1979, с. 432.

Сдано в редакцию 19.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Нечепас В. Г.

ВЛИЯНИЕ ФАЗОВОГО СДВИГА МЕЖДУ ПРИРАЩЕНИЕМ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ РЕЗАНИЯ НА СИЛЫ КРЕПЛЕНИЯ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНЫ

Сурженко А.Н. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

In the article the problem of attachment of a changeable cutting lamina of a modular end reamer by friction forces is reviewed. The conducted researches have allowed to establish existences of a phase shift between amounting forces of cutting in the term of indenting. Idealized and experimental research of conditions of fastening of a cutting part of an end reamer have shown, that in the transient term the lamina is necessary necessarily for retaining by a fastening member. In steadied process the cutting lamina is reliably retained by friction forces.

Проблема экономии инструментальных материалов заставляет разрабатывать и все шире применять зенкеры сборных конструкций с минимальными размерами сменных неперетачиваемых режущих пластин. Одним из ограничивающих факторов на пути минимизации сменной режущей части инструмента выступает размер узла крепления. Предельное уменьшение последнего может быть достигнуто путем его разгрузки за счет крепления режущей пластины силами трения, возникающими на ее опорных поверхностях с пазом корпуса зенкера.

Силы трения на опорных поверхностях режущей пластины зенкера с корпусом инструмента вызваны составляющими силы резания и зависят от их направления и значения. Исследования, представленные в работах В.А. Кудинова [1], Мальшко И.А. [2] и Дои и Като [3] показывают, что сила резания не постоянна и зависит от фазы процесса. Сила резания изменяется с изменением толщины срезаемого слоя и при этом она еще и отстает по фазе от него [1].

В.А. Кудинов [1] указывает на отставание силы резания от изменения толщины срезаемого слоя. Дои и Като [3] вводят понятие запаздывания силы резания. При этом эти исследователи делают допущение о скачкообразном изменении толщины срезаемого слоя a . Переходный процесс при наличии отставания (а) и запаздывания (б) представлен на рис. 1. Независимо от незначительных различий в представлении переходного процесса есть общее в том, что сила резания достигает установившегося значения не в момент врезания, даже при скачкообразном изменении толщины среза, а через определенный промежуток времени.

В работе [1] указывается существование фазового сдвига не только между силой резания и толщиной среза a , но и между составляющими силы резания P_y и P_z . Время нарастания составляющей силы резания P_y до установившегося значения больше, чем для P_z . Это означает, что изменение P_y отстает по фазе от изменения толщины срезаемого слоя в большей степени, чем P_z . Таким образом существует фазовый сдвиг между постоянными времени отставания T_{Pz} , приращения силы P_z , и T_{Pxy} , приращения равнодействующей сил P_x и P_y . Отношение постоянных времени отставания T_{Pxy} и T_{Pz} приращения равнодействующей сил P_x , P_y и силы P_z , соответственно, определяется зависимостью [1]:

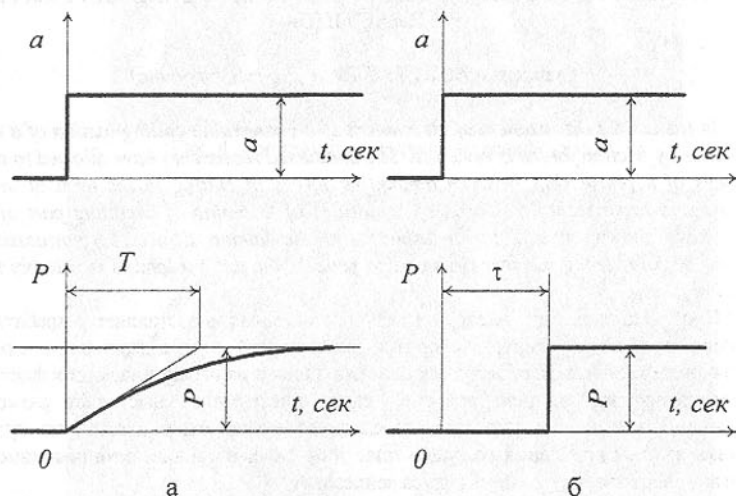


Рис. 1. Переходный процесс при наличии отставания (а) и запаздывания (б)

$$\frac{T_{Pxy}}{T_{Pz}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\mu_0 \xi_0}\right)}{\frac{m}{n}},$$

где μ_0 - коэффициент трения стружки о переднюю поверхность инструмента;
 ξ_0 - усадка стружки.

На основании экспериментальных исследований, устанавливающих изменение длины контакта задней поверхности l в зависимости от толщины среза (рис. 2), Малышко И.А. получил влияние l на составляющие силы резания. Из рис. 2 видно, что наблюдается скачкообразное изменение толщины срезаемого слоя. В период врезания рост длины контакта главной задней поверхности инструмента с обрабатываемой поверхностью, и соответственно составляющие силы резания P_x и P_y отстают от роста ширины среза a_z . В интервале a_z от 0,025 до 0,075 мм, что соответствует радиусу закругления режущей кромки зенкера, длина контакта практически постоянна. С увеличением толщины среза более 0,075 мм начинается резкий рост длины контакта, что приводит к росту составляющих силы резания P_x и P_y . Таким образом, в период врезания, когда радиус закругления режущей кромки соизмерим и даже превосходит толщину среза, силы резания на задней поверхности, которые зависят от длины контакта ее с поверхностью резания, остаются практически постоянными и имеют малые значения.

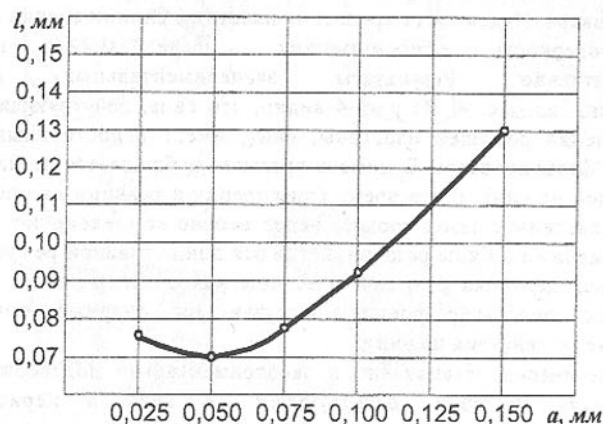


Рис. 2. Зависимость между толщиной среза a и длиной контакта задней поверхности инструмента с обрабатываемой поверхностью детали l

Непостоянство составляющих силы резания в период изменения толщины среза определенным образом сказывается на условия закрепления режущей пластины зенкера в переходный период. Модель сил, действующих на режущую пластину зенкера, представленная в работе [4], позволила разработать конструкцию узла крепления и форму режущей пластины (рис. 3)[5], в которой сменная режущая часть инструмента надежно удерживается в установившемся процессе резания силами трения, и исследовать процессы в этот период, происходящие в узле крепления.

Теоретические исследования, проведенные с использованием зависимости приведенной выше, позволили установить, что отношение постоянных времени составляет $\frac{T_{P_{xy}}}{T_{P_z}} = 1,1 \dots 2,2$, при значениях $\mu_0 = 0,2 \dots$

$0,5$; $\xi_0 = 2,5 \dots 4,5$; $\frac{m}{n} = 1 \dots 1,5$ [1]. Это говорит о том, что в период врезания

время отставания приращения равнодействующей сил P_x и P_y в $1,1 \dots 2,2$ раза больше времени отставания приращения силы P_z . Значит составляющая P_z в $1,1 \dots 2,2$ раза быстрее достигает своего значения, соответствующего установившемуся процессу. Модель сил, действующих на режущую пластину [4] устанавливает то, что силы крепления режущей пластины в значительной мере зависят от составляющих силы резания P_x и P_y . Таким образом в период врезания зафиксирован рост силы, действующей на винт, до значения составляющего $20 \dots 30\%$ от силы резания, определенной в этот момент, и уменьшение значений сил трения на опорных поверхностях пластины с пазом корпуса зенкера. Надежность крепления пластины силами трения снижается.

Достоверность теоретических исследований подтверждена экспериментально. Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 4. Из рис. 4 видно, что сила, действующая на элемент узла крепления режущей пластины, винт, имеет непостоянный характер и зависит от фазы процесса. В момент врезания наблюдается резкий рост силы, действующей на винт. В это время силы трения и реакции на опорах в местах контакта пластины с пазом корпуса недостаточно компенсируют силу резания. При достижении глубины резания, когда вся длина главной режущей кромки и калибрующая ленточка режущей пластины находятся в работе, наблюдается постепенное перераспределение нагрузки на опорные поверхности и уменьшение ее действия на винт.

Теоретически установлено и экспериментально подтверждено то, что интенсивность нагрузки, действующей на винт в период врезания, определяется режимами резания - подачей S и глубиной резания t . (см. рис. 4). С увеличением глубины зенкерования нагрузка, воспринимаемая винтом, растет незначительно, в то время как подача в большей мере влияет на ее рост. В установившемся процессе резания, независимо от режимов резания, нагрузка на элемент крепления снижается практически до нуля. В этот

момент роль элементов узла крепления начинают играть силы трения на опорных поверхностях паза корпуса зенкера.

Таким образом, полученные результаты исследований позволяют заключить, что наличие фазового сдвига между составляющими силы резания в период врезания не позволяет закрепить сменную режущую пластину лишь силами трения. Винт, или элемент выполняющий сходные функции, необходим в конструкции узла крепления режущей части сборного зенкера, и его невозможно исключить. Но, вследствие малых нагрузок, которые воспринимает винт, его размеры могут быть выбраны минимальными. Значит, есть возможность уменьшить размеры отверстия в режущей пластине, а следовательно и ее размеры. Это будет способствовать сокращению удельного веса дорогостоящих материалов в конструкциях сборных зенкеров.

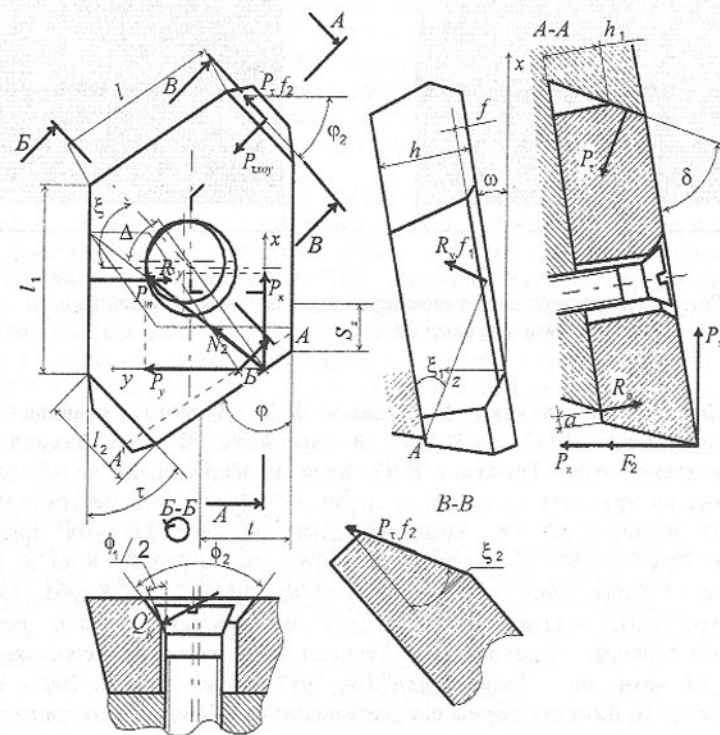


Рис 3. Силы действующие на режущую пластину зенкера

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА ОБРАБОТКИ И ЗЕРНИСТОСТИ АЛМАЗОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ ШЛИФОВАНИЯ ВАНАДИЕВОЙ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ И ТИТАНОВОГО СПЛАВА

Цокур В.П., Матюха П.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

This article examines the problem of changing of grinding rate when using different kinds of diamond grinding with the wheel having been prepared by spark erosion.

Повышение производительности шлифования труднообрабатываемых материалов представляет собой актуальную задачу машиностроения. В настоящее время для эффективной обработки ванадиевых инструментальных сталей и титановых сплавов используется алмазное шлифование с электроэрозионным воздействием на рабочую поверхность круга (РПК) [1], а оптимизация режимов обработки осуществляется с помощью многофакторных экспериментов [2].

При использовании экспериментально-теоретических методов часто возникает задача определения радиальной составляющей силы резания P_r через тангенциальную составляющую P_z и коэффициент шлифования $K_{ш} = P_z / P_r$. Кроме того, величина коэффициента шлифования позволяет определить вклад явлений трения и резания в общую величину силы резания и оценить эффективность обработки в целом [3]. Целью исследований является определение коэффициента шлифования при различных способах обработки ванадиевых быстрорежущих сталей и титановых сплавов, сведения о которых в литературе отсутствуют.

Исследования сил резания и коэффициента шлифования при различных видах алмазного шлифования труднообрабатываемых материалов проводились на модернизированном для электроэрозионной правки круга и шлифования с электроэрозионным воздействием на РПК плоскошлифовальном станке модели 3Г71 (рис.1). В процессе модернизации алмазный шлифовальный круг изолировался от общей массы станка нанесением на посадочную поверхность фланца 3 слоя эпоксидной смолы 4. Магнитная плита 6 изолировалась от конструкции станка с помощью прокладок из ситалла 7. Токоподвод к кругу осуществлялся с помощью щетки 2 через стакан 1, который навинчивался на диэлектрическую шайбу 5 [4]. В качестве источника технологического тока использовали блок питания ИТТ-35, положительный полюс которого был подключен к шлифовальному кругу, а отрицательный – к детали либо электроду-инструменту.

Для осуществления электроэрозионных воздействий на РПК в автономной зоне использовали специальное устройство, закрепленное на шлифовальной бабке (рис. 2). Устройство состоит из плиты 1, в шариковые направляющие которой входят салазки 2 с кронштейном 3, и закреплённого в кронштейне механизма радиальной подачи 4 электрода. На салазках смонтирован электродвигатель 5 с частотой вращения вала $n = 10$ об/мин.

Салазки двумя пружинами поджимаются к упору 6, с которым контактирует шарикоподшипник, одетый на эксцентричную ось 7, закреплённую на валу электродвигателя. При вращении вала электродвигателя за счёт смещения осей вала и подшипника на 2 мм салазки совершают возвратно-поступательное движение вдоль оси шлифовального круга на 4 мм с частотой 10 дв.ход/мин. За счёт применения шариковых направляющих исключаются зазоры между плитой и салазками, что обеспечивает точное базирование механизма радиальной подачи электрода.

Механизм радиальной подачи состоит из корпуса 8 с дифференциальным винтом 9 и держателя электрода 10. Дифференциальный винт, осуществляющий

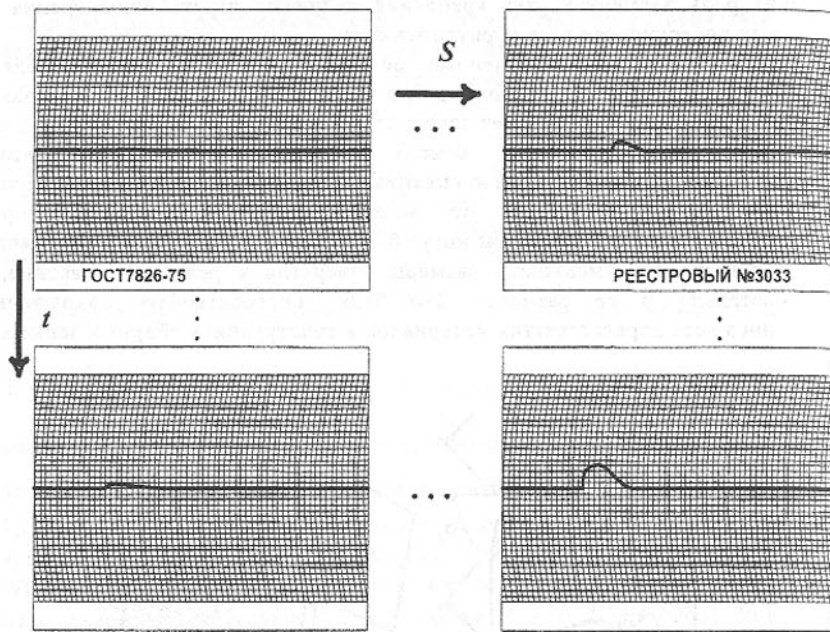


Рис. 4. Экспериментальная характеристика силы, действующей на винт в осевом направлении

Список литературы: 1. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. - 360 с. 2. Малышко И.А., Сурженко А.Н., Мирошниченко А.В., Тимохина В.Ю. Влияние направления колебательного движения инструмента на величину огранки // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2002. - Вып. 21. - С. 75 - 80. 3. Doi S., Kato S. Shatter vibration of Lathe Tools. - "Transaction of the ASME", v. 78, №5, 1956. 4. Сурженко А.Н. Аналитическая модель закрепления сменной режущей пластины зенкера // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. тр. - Донецк: ДонНТУ, 1998. - Вып. 5. - С. 209 - 215. 5. Сурженко А.Н. Влияние формы режущей пластины сборного зенкера на усилие закрепления // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Сб. наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, 1999. - Вип. 9. - С. 39 - 44.

Сдано в редакцію 29.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Шевченко Ф.П.

радиальную подачу электрода 11, имеет шкалу с ценой деления 0,0025 мм. Для устранения зазоров в передаче винт-гайка при изменении направления вращения в корпусе установлена регулируемая пружина. Держатель электрода, изготовленный из диэлектрического материала (текстолит), имеет токоподвод 12, подключаемый к отрицательному полюсу источника тока.

Электрод через отверстие в кожухе шлифовального круга подводится к рабочей поверхности круга. Отверстие в кожухе при осуществлении управляющих воздействий закрывается от окружающей среды уплотнением, одеваемым на ступицу 13 отверстия кожуха и держатель электрода 10. Подача СОЖ в межэлектродный промежуток осуществляется от общей системы охлаждения станка через установленное в кожухе круга снизу электрода сопло 14 с продольным пазом. Подаваемая через паз СОЖ дополнительно захватывается поверхностью вращающегося круга и направляется в межэлектродный промежуток. Для визуального наблюдения за процессом воздействий на РПК в кожухе круга сделано окно, закрытое стеклом.

Рабочей и охлаждающей средой являлся 0,3%-ный водный раствор кальцинированной соды.

Для регистрации сил резания использовали динамометр УДМ-100, усилитель ТА5 и осциллограф Н-115. При обработке быстрорежущей стали Р6М5Ф3 и титанового сплава ВТ14 применяли алмазные круги 1А1 250×76×15×5 с характеристикой АС6 100/80 4 М2-01, АС6 160/125 4 М2-01, АС6 250/200 4 М2-01.

Перед каждым экспериментом круг правили электроэрозионным способом, используя правящий электрод из меди длиной 30 мм. Время правки составляло 10-20 мин, при которой полностью удалялись следы воздействия на РПК предыдущего способа обработки, осуществлялся сьем алмазоносного слоя на величину не менее 1/4 размера зерна. Режимы правки: электрические – напряжение холостого хода $U_{\text{хх}} = 60\text{В}$, средний ток $I_{\text{ср}} = 8-10\text{А}$ и механические – глубина резания $t = 0,002-0,005\text{мм}$, поперечная подача электрода $S_{\text{поп}} = 0,72\text{ м/мин}$, скорость круга $V_{\text{к}} = 35\text{ м/с}$, скорость электрода $V_{\text{д}} = 0$.

Режимы шлифования: $V_{\text{к}} = 35\text{ м/с}$; $S_{\text{поп}} = 1,5\text{ м/мин}$; $t = 0,015\text{ мм}$; $V_{\text{д}} = 6\text{ м/мин}$.

Исследовались три способа обработки алмазным кругом зернистостью 160/125: алмазное шлифование (АШ), алмазное электроэрозионное шлифование с подводом технологического тока в зону резания (АЭЭШ), алмазное шлифование с электроэрозионным воздействием на РПК в автономной зоне (АШ с ЭЭВ) (табл. 1).

Таблица 1. Значения коэффициента шлифования $K_{\text{ш}}$ при различных способах шлифования для зернистости 160/125 в различные периоды обработки

Время обработки, мин	АШ		АЭЭШ		АШ с ЭЭВ	
	Р6М5Ф3	ВТ14	Р6М5Ф3	ВТ14	Р6М5Ф3	ВТ14
После правки	0,293	0,515	0,277	0,539	0,286	0,480
15	0,270	0,560	0,256	0,508	0,251	0,545
30	0,220	0,562	0,242	0,515	0,251	0,515

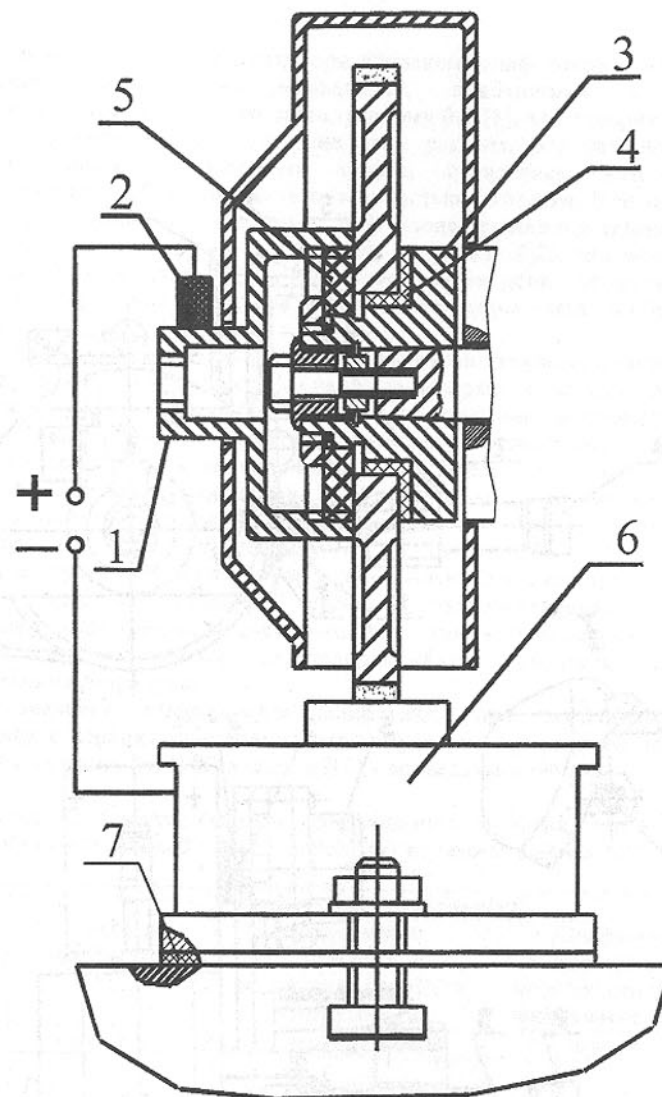


Рис. 1. Схема модернизации плоскошлифовального станка 3Г71

Как следует из данных табл. 1, $K_{\text{ш}}$ при алмазном шлифовании стали Р6М5Ф3 в 1,75 раза меньше, чем при шлифовании титанового сплава ВТ14 и практически сохраняет свое значение при других способах шлифования рельефом круга, сформированным после правки.

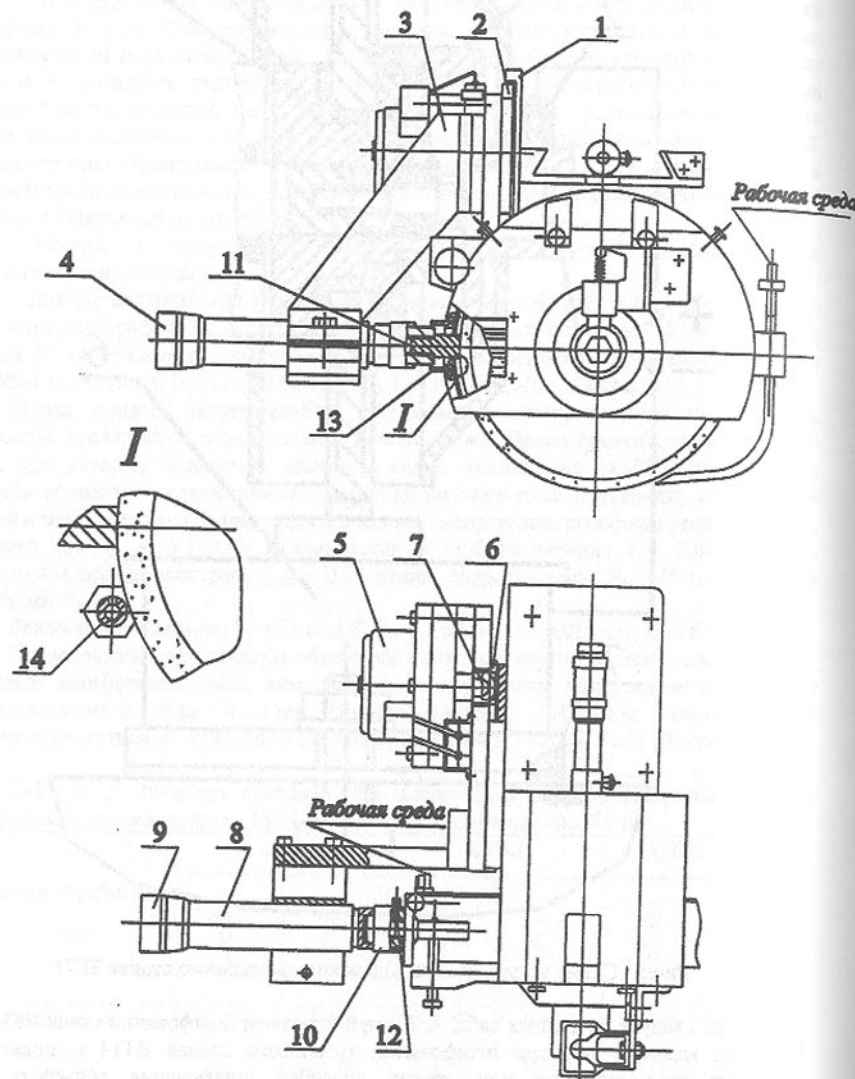


Рис. 2. Конструкция устройства для электроэрозионных управляющих воздействий на РПК в автономной зоне

С увеличением времени обработки при алмазном шлифовании стали Р6М5Ф3 коэффициент шлифовании уменьшается, приближаясь к значению коэффициента трения алмаза по стали, равному 0,2 [5], что говорит о большом вкладе сил трения в общее значение силы резания. Это связано с ростом площадок износа на алмазных зернах, появлением участков РПК, контактирующих с обрабатываемой поверхностью заготовки. При шлифовании с электроэрозионным воздействием на РПК в зоне резания и в автономной зоне коэффициент шлифовании стабилизируется на уровне 0,25, что показывает на уменьшение по сравнению с алмазным шлифованием доли сил трения в общей силе резания в результате исключения контактирования связки с обработанной поверхностью за счет эрозионных процессов.

Значение коэффициента $K_{ш}$ при шлифовании титанового сплава ВТ14 с электроэрозионным воздействием на рабочую поверхность круга в зоне резания превышает значение коэффициента $K_{ш}$ при алмазном шлифовании, а при алмазном шлифовании с электроэрозионным воздействием на РПК в автономной зоне, его значение уменьшается. После 15-30 мин обработки на РПК с подводом технологического тока, как в зону резания, так и в автономную зону (АЗ), стабилизируется на уровне 0,51-0,52 и становится меньшим по сравнению с алмазным шлифованием. Это дает право заключить, что при обработке титановых сплавов электроэрозионные воздействия увеличивают силы трения, за счет повышения химической активности титана, связанной с увеличением теплонпряженности процесса, вызванного электрическими разрядами. Средние значения коэффициента шлифовании при различных способах шлифовании в период стабилизации параметров рельефа рабочей поверхности при обработке стали Р6М5Ф3 и сплава ВТ14 приведены в табл. 2.

Таблица 2. Средние значения коэффициентов шлифовании при различных способах обработки сплава ВТ14 и стали Р6М5Ф3 кругами из алмазов АС6

Обрабатываемый материал	Коэффициент шлифовании $K_{ш}$								
	Алмазное шлифование (АШ)			Шлифование с электроэрозионным воздействием на РПК в АЗ (АШ с ЭЭВ)			Шлифование с электроэрозионным воздействием на РПК в зоне резания (АЭЭШ)		
	зернистость			зернистость			зернистость		
	100/80	160/125	250/200	100/80	160/125	250/200	100/80	160/125	250/200
ВТ14	0,42	0,53	0,46	0,5	0,59	0,49	0,59	0,47	0,48
Р6М5Ф3	0,23	0,24	0,25	0,25	0,24	0,28	0,26	0,26	0,26

Как следует из приведенных данных, наибольшее влияние на коэффициент шлифовании оказывает обрабатываемый материал. Влияние способа шлифовании на коэффициент $K_{ш}$ заметно при обработке сплава ВТ14 кругом зернистостью 100/80, где

при переходе от АЭЭШ к шлифованию с электроэрозионным воздействием на РПК в автономной зоне, а затем к алмазному шлифованию коэффициент шлифования уменьшается. Аналогичная тенденция, но более слабо проявляется и при шлифовании стали Р6М5Ф3. При шлифовании кругами зернистостью 160/125, 250/200 способ шлифования на $K_{ш}$ практически не влияет, что обусловлено, по нашему мнению, электроэрозионным способом правки, обеспечивающим необходимую высоту выступания зерен из связки в процессе подготовки круга к работе.

Выводы:

- на значение коэффициента шлифования основное влияние оказывает обрабатываемый материал; при обработке стали Р6М5Ф3 он примерно в 2 раза меньше, чем при шлифовании титанового сплава ВТ14.

- полученные средние значения коэффициента шлифования при обработке Р6М5Ф3 и ВТ14 в период стабилизации рельефа позволяют рассчитывать величину радиальной составляющей силы резания по значению тангенциальной.

Список литературы: 1. Беззубенко Н.К. Повышение эффективности алмазного шлифования путем введения в зону обработки дополнительной энергии в форме электрических разрядов: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Харьков, 1995. – 56 с. 2. Узунян М.Д., Малихин В.В., Ходыкин А.В. Оптимизация процесса алмазно-искрового шлифования композиции «безвольфрамовый твердый сплав-сталь» // Резание и инструмент. 1982. – Вып. № 28. – С. 33-36. 3. Попов С.А., Малевский Н.П., Терещенко Л.М. Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. – М.: Машиностроение, 1977. – 263 с. 4. Цокур В.П. Производительность и качество обработки труднообрабатываемых материалов при алмазном шлифовании за счет введения электрической энергии: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.03.01/ДГМА – Краматорск 1996. – 16 с. 5. Основы алмазного шлифования /Семко М.Ф., Грабченко А.И., Раб А.Ф. и др. – Киев: Техніка, 1978. – 192 с.

Сдано в редакцию 19.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИОННО-ПОИСКОВОЙ СИСТЕМЫ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Чемборисов Н.А., Абызов А.П. (КамПИ, Набережные Челны, Россия)

The article is devoted to the researches done in collaboration with Kamaz. A new technique of tooling's profile calculations for spiral surface treatment of conic and spiral parts is given.

Изделия с винтовыми поверхностями получили широкое распространение в автомобилестроении, станкостроении, инструментальном производстве и медицине. Их обработка выполняется инструментами со сложным профилем образующей исходной инструментальной поверхности. Фактический переход от массового производства к мелкосерийному и единичному производству требует гибкого реагирования на изменение потребительского спроса, максимального использования стандартного и ранее спроектированного специального инструмента. Эту задачу можно решить за счет автоматизации его выбора, для которой необходимы технологические критерии

идентификации, самым основным из них является профиль образующей поверхности инструмента.

Вопросам проектирования инструментов для обработки винтовых поверхностей деталей посвящены работы Борисова А.Н. [1], Гречишников В.А. [2], Кирсанова Г.Н. [3], Шевелевой Г.И. [4], Щеголькова Н.Н. [5].

В них уделено большое внимание конкретным конструкциям режущих инструментов и технологии их изготовления, но недостаточно уделено внимание проектированию инструментов для обработки таких винтовых поверхностей, как коническая, которая является наиболее сложной с точки зрения формирования поверхности инструмента. Известны два варианта этой поверхности: с постоянным значением угла наклона винтовой линии ϕ и переменным значением винтового параметра P ; и наоборот, постоянным P и переменным ϕ [6].

Для второго варианта направляющая винтовая линия описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} X = \frac{D}{2} e^{\sqrt{\left(\frac{\phi}{\lg \kappa}\right)^2 - 1}} \cdot \cos \varphi_i \\ Y = \frac{D}{2} e^{\sqrt{\left(\frac{\phi}{\lg \kappa}\right)^2 - 1}} \cdot \sin \varphi_i \\ Z = \frac{D}{2 \lg \kappa} \left(e^{\sqrt{\left(\frac{\phi}{\lg \kappa}\right)^2 - 1}} - 1 \right) \end{cases} \quad (1)$$

где D - диаметр верхнего основания усеченного конуса;

κ - половина угла при вершине конуса;

φ - угол между текущим положением радиус-вектора i -той точки и положительным направлением оси OX (рис.1).

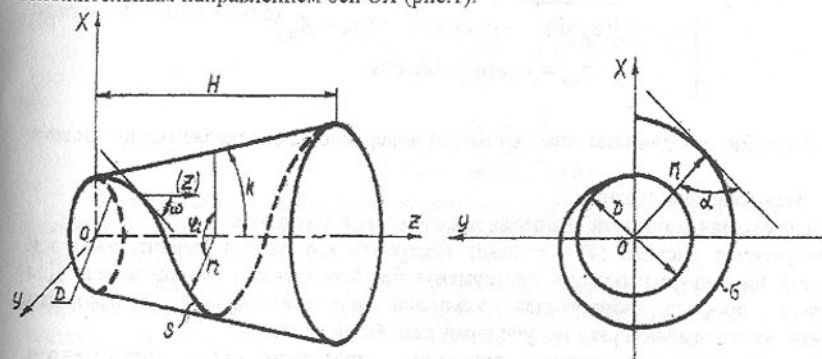


Рис.1. Основные элементы направляющей винтовой конической линии

Упрощение системы (1) дает систему уравнений для описания цилиндрической винтовой поверхности, которая является частным случаем конической и задается следующими параметрами: углом подъема винтовой линии λ ; винтовым параметром P , формой образующей.

Составную образующую канальной винтовой поверхности можно описать тремя системами уравнений в локальных системах координат, которые в обобщенной форме принимают следующий вид:

$$\begin{cases} x_{oi} = R_i \sin \vartheta_i \\ y_{oi} = R_i \cos \vartheta_i \end{cases} \quad (2)$$

где ϑ_i - углы, определяющие положение каждой точки составной образующей винтовой поверхности детали, рад;

R_i - радиусы окружностей составной образующей.

Система уравнений канальной винтовой поверхности имеет вид:

$$\begin{cases} x_b = (R_i \sin \vartheta_i + A) \cos \varphi + R_i \cos \vartheta_i \sin \lambda \sin \varphi \\ y_b = -(R_i \sin \vartheta_i + A) \sin \varphi + R_i \cos \vartheta_i \sin \lambda \cos \varphi \\ z_b = -R_i \cos \vartheta_i \cos \lambda + P \cdot \varphi \end{cases} \quad (3)$$

где A - расстояние между системой координат образующей винтовой поверхности детали и системой координат самой детали,

φ - угол поворота образующей при ее винтовом движении;

λ - угол подъема винтовой линии.

Решение задачи определения профиля образующей исходной инструментальной поверхности состоит из этапов:

- круговое проецирование винтовой поверхности на осевую плоскость инструмента; определение огибающей семейства круговых проекций винтовой поверхности.

Круговое проецирование выполняется по зависимостям:

$$\begin{cases} x_{kn} = 0 \\ y_{kn} = \sqrt{(z_b \sin \varepsilon - y_b \cos \varepsilon)^2 + (x_b - A_w)^2} \\ z_{kn} = y_b \sin \varepsilon + z_b \cos \varepsilon \end{cases} \quad (4)$$

где x_b, y_b, z_b - координаты точек винтовой поверхности, определяемые по системе (3);

A_w - межосевое расстояние,

ε - угол скрещивания осей вращения инструмента и заготовки.

Полученная система (4) позволяет построить круговые проекции винтовой поверхности на осевую плоскость инструмента без проведения сечений детали. Для определения профиля образующей исходной инструментальной поверхности необходимо найти огибающую к полученному семейству кривых.

Для проверки возможности получения спроектированным инструментом полного профиля винтовой поверхности, необходимо смоделировать процесс формообразующей операции: по профилю инструмента определить получаемый

профиль детали с учетом погрешностей, вносимых компонентами технологической системы.

Способ формообразования винтовой поверхности на основе систематизации его признаков рассматривается как совокупность условий установки заготовки и инструмента; определенной комбинации кинематически согласованных между собой движений формообразования, осуществляемых заготовкой и инструментом, наладки компонентов технологической системы [7].

Систематизация позволяет выявить логическую связь получаемой винтовой поверхности с параметрами установки заготовки и инструмента, движениями формообразования и вида инструмента. Изменение любого признака ведет к изменению формируемой поверхности.

В результате построения логической модели выявлено влияние компонентов технологической системы на формирование параметров установки инструмента относительно заготовки. Полученные погрешности используются для анализа различных вариантов моделирования процесса обработки винтовой поверхности, в зависимости от предельных значений параметров установки инструмента относительно заготовки.

При моделировании обработки учитываются все варианты параметров установки инструмента относительно заготовки. В различных случаях их количество может изменяться.

Поверхность детали определяется как огибающая последовательных положений исходной инструментальной поверхности при ее относительном винтовом движении. Система уравнений исходной инструментальной поверхности вращения имеет вид:

$$\begin{cases} x'_u = R_u \sin \beta \\ y'_u = R_u \cos \beta \\ z'_u = z_u \end{cases}$$

где R_u - радиус инструментальной поверхности вращения для рассматриваемой точки исходной образующей $R_u = \sqrt{z_u^2 + y_u^2}$

β - угол поворота радиус-вектора рассматриваемой точки образующей исходной инструментальной поверхности.

Координаты винтовых проекций круговых линий исходной инструментальной поверхности примут вид:

$$\begin{cases} x_{bn} = x \cos \varphi - y \sin \varphi \\ y_{bn} = 0 \\ z_{bn} = z + P \varphi \\ \varphi = -\arctg(y/x) \end{cases}$$

В результате винтового проецирования в исходной плоскости детали получается семейство винтовых проекций в аналитическом виде, огибающая к которой является профилем детали в ее исходной плоскости.

Получив все граничные профили от всех возможных вариантов параметров установки инструмента вызванных погрешностями компонентов технологической системы, выполняется сравнение с заданным профилем на чертеже. В результате сравнения определяются отклонения по нормали от заданного, максимальное из которых не должно превышать допуска на глубину заданного профиля.

Для идентификации профиля инструмента при его автоматизированном поиске из информационно-справочной системы режущего инструмента решается задача сравнения профилей по нормали между ними.

Расстояние по нормали от i -ой точки заданного профиля до соответствующей точки рассчитанного профиля, вычисляется как длина отрезка между i -ой точкой и точкой пересечения нормали с рассчитанным профилем

$$\Delta i = \sqrt{(x_{1ni} - x_{li})^2 + (y_{1ni} - y_{li})^2}$$

Затем выполняется проверка $\Delta i \leq T/2$, где T - допуск на глубину заданного профиля детали. Если условие не выполняется, то ведется поиск следующего инструмента.

Информационно-справочная система режущего инструмента должна содержать сведения, позволяющие информационно-поисковой системе осуществлять поиск и выбор инструмента с учетом параметров точности, жесткости и виброустойчивости, а также существенных, с точки зрения пользователя, параметров режущей части инструмента. [8].

Результаты теоретических исследований проверяются на примере автоматизированного поиска фрез обработки винтовых поверхностей цилиндрических и конических концевых фрез, для чего вводятся исходные данные.

Когда все исходные данные в виде файла введены в программный модуль, осуществляется процесс поиска, по результатам которого выводится информация о найденной фрезе - ссылка на ее местонахождение в информационно-справочной системе инструмента и эскиз. При компьютерном моделировании получены модель фрезы в изометрии (рис. 1), плоскости осевого сечения и семейство кривых с огибающей (рис. 2).

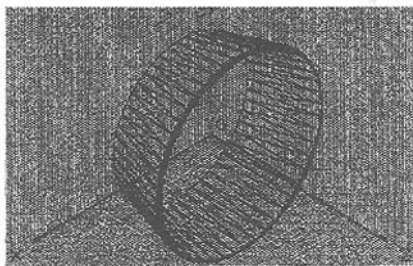


Рис. 1. Модель дисковой фрезы в изометрии

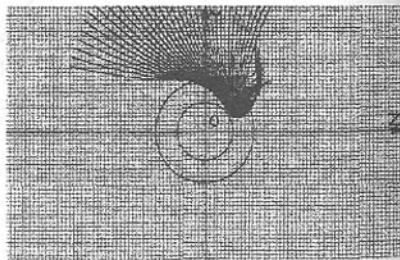


Рис. 2. Семейство кривых с огибающей

Изготовлена опытная партия конических концевых фрез с винтовой стружечной канавкой (рис. 3).

Результаты измерений показали, что выбранная с помощью информационно-поисковой системы дисковая фреза обрабатывает винтовую стружечную канавку в заданных пределах.

В результате выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

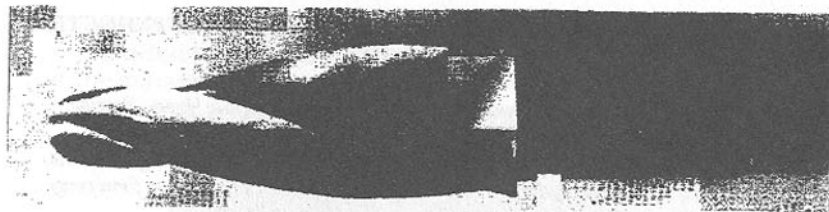


Рис. 3. Коническая концевая фреза.

1. Разработан инвариантный метод профилирования образующей исходной инструментальной поверхности, позволяющий выполнить проектирование нового режущего инструмента и осуществить поиск аналогичного из информационно-справочной системы режущего инструмента при его автоматизированном выборе.

2. Построена схема винтового проецирования, позволяющая получить аналитическое описание винтовой проекции исходной инструментальной поверхности на исходную плоскость детали.

3. Практическое использование результатов исследований состоит в пакете программ, реализующих информационно-поисковую систему режущего инструмента: моделирование конической винтовой поверхности в трех плоскостях, определение профиля и конструкции дискового инструмента для обработки винтовой дорожки качения винта рулевого управления грузового автомобиля, информационно-справочная система для выбора альтернативных значений параметров режущего инструмента с учетом системы ограничений. Указанные результаты внедрены в производство ОАО «Камский автомобильный завод», Производственный комплекс «Альметьевский насосный завод» ОАО «АЛНАС», Производственное объединение ЕЛАЗ, ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение».

Список литературы: 1. Борисов А.Н. Геометрическая теория автоматизированного проектирования металлорежущих инструментов: Автореф. дис. докт. техн. наук. - Тула: ТГУ, 1993. - 38 с. 2. Гречишников В.А. Повышение эффективности проектирования и эксплуатации инструмента для механообработки на основе системного моделирования. Автореф. дис. докт. техн. наук. - М.: Мосстанкин, 1989. - 38 с. 3. Кирсанов Г.Н. Развитие некоторых вопросов теории инструмента. //«Вестник машиностроения».

-1978. - № 9. 4. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. -М.: Изд-во «Станкин», 1999. - 494 с. 5. Щегольков Н.Н. Разработка методов компьютерного профилирования фасонных режущих инструментов на основе принципа итераций. Автореф. дис. докт. техн. наук. - М.: МГТУ «Станкин», 1997. - 38 с. 6. Гречишников В.А., Юнусов Ф.С., Чемборисов Н.А. Формирование информационно-поисковой системы инструментального обеспечения автоматизированного производства и проектирование САПР РИ. - М.: Машиностроение, 2000. - 223 с. 7. Чемборисов Н.А. Систематизация признаков способа формообразования./УСТИН. - 2002. - № 8. - С. 32 - 35. 8. Чемборисов Н.А. Информационно-справочная система режущего инструмента./СТИН.-2001.-№8.-С. 12-15.

Сдано в редакцию 19.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

МОДЕЛЬ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ КОНЦЕВОЙ ФРЕЗОЙ

Чемборисов Н.А., Симонова Л.А. (КамПИ. Набережные Челны, Россия)

The article deals with conceptually new methods of complex surfaces forming of machine parts during the processing by the end cutter, based on B-splines, that makes possible to form programs for the machines with CNC-systems in automatic mode.

Детали со сложными поверхностями нашли широкое применение в машиностроении. К ним относятся осевые режущие инструменты с винтовыми стружечными канавками, детали шариковинтовых передач механизма рулевого управления грузовых автомобилей и приводов подач металлорежущего оборудования, различная штамповая оснастка. Для обработки подобных поверхностей, как правило, применяется специальный режущий инструмент со сложным профилем образующей исходной инструментальной поверхности. В то же время, сложившаяся в отечественной экономике ситуация требует непрерывного совершенствования производимых и создания новых изделий машиностроения. Принятию решения о запуске в производство нового изделия должен предшествовать, в соответствии с концепциями маркетинга, анализ состояния и прогнозирование изменения потребительских свойств конкурирующих изделий, прогнозирование спроса, анализ производственных возможностей предприятия и эффективности применения новых технологий. Все это требует изменения подхода к назначению режущего инструмента при технологической подготовке производства нового изделия со сложной поверхностью.

Вопросам формообразования сложных поверхностей деталей посвящены работы Гречишников В.А. [1], Сморгалова Н.В. [2], Шевелевой Г.И. [3], Юнусова Ф.С. [4]. Их работы посвящены вопросам формообразования сложных поверхностей изделий машиностроения в предположении, что существует обработка поверхности изделия, выполняется номинальной поверхностью режущего инструмента и применяется традиционный подход к проектированию режущего инструмента. Традиционный подход к проектированию предполагает проектирование и изготовление нового инструмента, который нуждается в доводке с помощью пробной обработки, что в настоящее время становится экономически нецелесообразным.

Изменение подхода выражается в том, что вместо проектирования и изготовления нового специального инструмента, необходимо проверить возможность использования имеющегося на складе предприятия стандартного режущего инструмента. Для этого требуется выполнить имитацию процесса обработки сложной поверхности детали режущим инструментом, что требует внедрения информационно-поисковой системы режущего инструмента. Решение такой задачи позволит снизить себестоимость изделия за счет сокращения сроков технологической подготовки производства нового изделия со сложной поверхностью. Теоретической основой разрабатываемого модуля имитации обработки сложной поверхности режущим инструментом является метод совмещенных сечений, изложенный в работе [1] и совершенствованный в работах [5, 6].

Концепция выбора и назначения инструмента при проектировании любой технологической операции включает ряд этапов:

- систематизация признаков способа формообразования сложной поверхности детали резанием [7];
- анализ погрешностей параметров установки режущего инструмента на станке относительно обрабатываемой заготовки [8];
- имитация обработки сложной поверхности изделия заданным инструментом [6].

В качестве примера предлагается рассмотреть процесс обработки сложной поверхности штамповой оснастки для изготовления бензобака автомобиля КамАЗ концевой фрезой. Это изделие изготавливается на прессово-рамном заводе ОАО КамАЗ (рис 1).



Рис. 1. Процесс обработки штамповой оснастки концевой фрезой

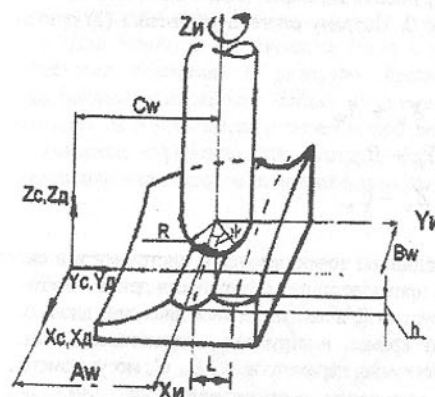


Рис. 2. Схема обработки поверхности детали концевым инструментом

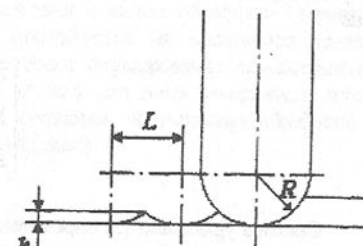


Рис. 3. Образование шероховатости между проходами фрезы

Для описания модели формообразования сложной поверхности детали концевой фрезой принимаются три системы координат: $X_c Y_c Z_c$ - неподвижная система координат, связанная со станком; $X_d Y_d Z_d$ - неподвижная система координат, связанная с заготовкой; $X_u Y_u Z_u$ - подвижная, связанная с режущим инструментом. Ось вращения инструмента Z_u скрещивается с поверхностью заготовки под углом 90° . Оси X_u, Y_u, Z_u системы координат инструмента расположены параллельно осям подвижной системы координат заготовки. Положение центра системы координат инструмента $X_u Y_u Z_u$ относительно подвижной системы координат заготовки $X_d Y_d Z_d$ определяется тремя параметрами, соответственно по осям X^*, Y^*, Z^* : A_u, B, C (рис. 2).

Найти связь между системами координат режущего инструмента и сложной поверхности можно с помощью выражения:

$$\begin{pmatrix} X_\partial \\ Y_\partial \\ Z_\partial \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & A_w \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon & B_w \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon & C_w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_u \\ Y_u \\ Z_u \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Раскрывая равенство (1) можно получить систему уравнений, описывающих поверхность инструмента второго порядка в подвижной системе координат заготовки:

$$\begin{cases} X_\partial = X_u + A_w; \\ Y_\partial = Y_u \cos \varepsilon - Z_u \sin \varepsilon + B_w; \\ Z_\partial = Y_u \sin \varepsilon + Z_u \cos \varepsilon + C_w, \end{cases} \quad (2)$$

где ε - угол скрещивания между осями режущего инструмента Z_u и заготовки Z_∂ .

Так как ось вращения режущего инструмента Z_u параллельна осям Z_c и Z_∂ , то угол скрещивания ε принимает значение 0. Поэтому система уравнений (2) принимает вид:

$$\begin{cases} X_\partial = X_u + A_w; \\ Y_\partial = Y_u + B_w; \\ Z_\partial = Z_u + C_w. \end{cases} \quad (3)$$

Система уравнений (3) определяет координаты точек режущего инструмента в системе координат заготовки. Для определения точек, принадлежащих поверхности детали необходимо придать движению вращения инструменту вокруг оси Z_u и поступательное движение вдоль оси X_u . Фактически точка, принадлежащая режущей кромке инструмента, осуществляет винтовое движение. При этом необходимо учесть, что значения параметров A_w, B_w, C_w могут изменяться. Поправки к значениям этих параметров составляют соответственно $\Delta A_w, \Delta B_w, \Delta C_w$ и представляющие собой суммарные погрешности установки инструмента относительно каждой оси системы координат заготовки.

Окончательная система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} X_\partial = X_u \cos \psi - Y_u \sin \psi + (A_w \pm \Delta A_w) + P; \\ Y_\partial = -X_u \sin \psi - Y_u \cos \psi + (B_w \pm \Delta B_w); \\ Z_\partial = Z_u + (C_w \pm \Delta C_w), \end{cases} \quad (4)$$

где ψ - угол поворота точки режущей кромки вокруг оси Z_u ; P - параметр винтового движения точки режущей кромки инструмента.

Система уравнений (4) позволяет определить координаты точек, принадлежащих обрабатываемой поверхности детали без решения контактного уравнения, но не учитывает смещения L , осуществляемого при обработке поверхности концевой фрезой, т.к. при формировании траектории движения инструмента используется обработка смещением по поверхности, то есть траектория образуется смещением заданного или полученного профиля

по поверхности детали. Это позволяет равномерно обрабатывать как крутые, так и пологие участки детали (рис.3).

Проанализировав существующие методики расчета траектории движения инструмента можно подчеркнуть ряд возникающих проблем:

1. При расчете траектории необходимо, чтобы обработка поверхности удовлетворяла требованиям качества;
2. Необходимо учесть проблему подрезания, поэтому нельзя выбрать максимальный, из существующего списка, диаметр фрезы, хотя это и способствует увеличению производительности;
3. С учетом выше сказанного выбрать диаметр фрезы из стандартного набора;
4. Необходимо учесть проблему отвода инструмента в начале и в конце растрового прохода, чтобы избежать следов от остановки инструмента в крайних положениях и обеспечить равномерные усилия резания и скорость обработки поверхности.

Первые три проблемы решаются путем интерактивного ввода исходных данных: максимально возможного диаметра фрезы R_{max} для обработки заданной поверхности, диаметра фрезы R из стандартного ряда, величины межстрочного гребня h , отклонения при кусочно-линейной аппроксимации δ . Расчет траектории движения инструмента выполняется следующим образом:

1. Для заданной поверхности $S(u, v)$ в соответствии с видом обработки (черновая, получистовая, чистовая) и радиусом фрезы R формируется математическая модель эквидистантной поверхности $S_\partial(u, v)$. В плане математики формирование эквидистантной поверхности $S_\partial(u, v)$ сводится к определению вектора нормали для точек поверхности детали $S(u, v)$ (чистовая обработка) или заготовки $S_{zag}(u, v)$ (черновая, получистовая обработка) и перемножение этих векторов на величину радиуса фрезы R (рис.4).

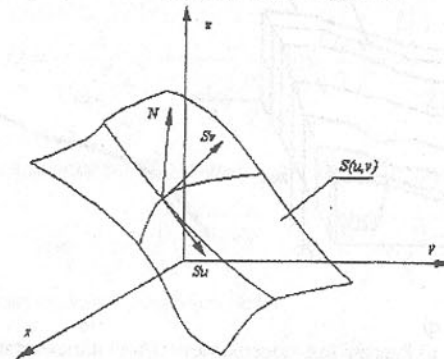


Рис.4. Геометрическое представление вектора нормали

Вектор нормали к поверхности определяется по формуле:

$$\vec{N} = \frac{S_u S_v}{|S_u| |S_v|},$$

где S_u - частная производная уравнения поверхности $\frac{\partial S}{\partial u}$; S_v - частная производная уравнения поверхности $\frac{\partial S}{\partial v}$ (2); $|S_u|$ - длина вектора S_u ; $|S_v|$ - длина вектора S_v .

Так как в случае черновой или получистовой обработки результирующая поверхность еще не является окончательной, то перед расчетом векторов нормали необходимо сформировать точки этой промежуточной поверхности. Для этого поверхность эквидистантно поднимается по составляющей Z на величину припуска H_{np} .

$$z_{ном.} = z_{нов.} + H_{np.}$$

2. Принимая во внимание величину межстрочного гребня h и радиус фрезы R можно выявить такую зависимость между шириной прохода L_{np} , радиусом фрезы и высотой межстрочного гребня:

$$R^2 = (R - h)^2 + \left(\frac{L_{np}}{2}\right)^2.$$

Практически важно при обработке с заданной производительностью выполнить два условия: обеспечить минимальную высоту гребней, а также постоянные их форму и высоту на всей поверхности, т. е. одинаковую на разных участках технологическую наследственность. Выполнение первого условия позволяет снизить трудоемкость последующей обработки, например шлифования, второго - получить на всей поверхности близкие по значению параметры качества. Очевидно, что решение первой задачи путем уменьшения межстрочной подачи неизбежно связано

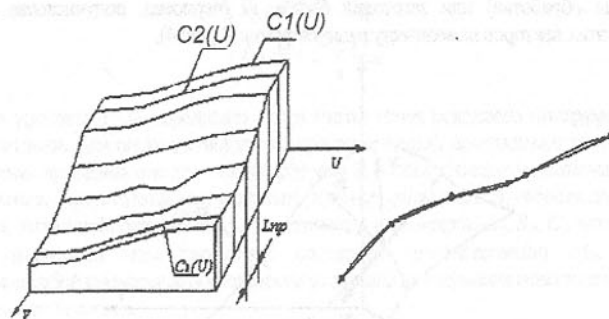


Рис. 5. а) Разделение поверхности $S(u, v)$ плоскостями
б) Формирование точек на отдельно взятой кривой

со снижением производительности, из-за чего необходимо оптимизировать общую схему обработки. Постоянство формы и высоты гребней при 4-х осевой обработке так же очевидно.

3. Поверхность $S(u, v)$ разбивается на ряд плоских кривых $C(u)$ параллельных плоскости O_u от u_0 до u_{max} с шагом L_{np} (рис. 5).

4. Для каждой кривой проводится кусочно-линейная аппроксимация (рис. 6) с учетом отклонения δ таким образом, чтобы $D < \delta$:

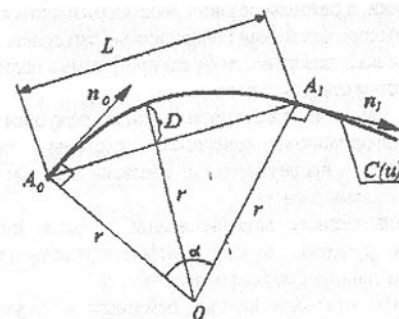


Рис. 6. Кусочно-линейная аппроксимация

$$D = r - r \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (5)$$

Следует заметить, что при малых значениях L кривая $C(u)$, приближена к дуге радиуса r .

Тогда:

$$r = \frac{L}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (6)$$

Подставляя (6) в (5):

$$D = \frac{L}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} - \frac{L}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{L \left(1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (7)$$

Чтобы привести выражение (7) к зависимости от одной тригонометрической функции производится замена:

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}}, \quad \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}}.$$

В итоге отклонение D рассчитывается по формуле

$$D = \frac{L \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}}\right)}{2 \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}}},$$

в результате применения которой, получается последовательность координат перемещения фрезы на одном проходе.

Четвертая проблема решается следующим образом:

- 1) Точка подвода инструмента (нулевая точка) задается программно $O(-1.5R, 0, Z_0)$;
- 2) Движение инструмента после достижения точки $X_{мин}$ или $X_{макс}$ продолжается по оси Ox на расстояние $\pm 1.5 \cdot R$ (осуществляется выход инструмента за пределы поверхности) при этом происходит смена режимов резания, затем фреза перемещается по оси Oy на величину прохода L и по оси Oz на уровень следующего прохода, после этого фреза перемещается по оси

Ох к поверхности заготовки, а режимы резания восстанавливаются. Смена режимов резания происходит также и при выходе фрезы над поверхностью заготовки.

3) После обработки всей поверхности фреза программно поднимается на высоту равной $(Z_{\max} + R)$ и производится отвод инструмента.

Модель обработки сложной поверхности детали режущим инструментом является составной частью информационно-поисковой системы режущего инструмента. Преимуществами организации вышеуказанной системы в целом являются гибкие связи между базами данных и модулями расчета.

Кроме модуля компьютерного моделирования в состав информационно-поисковой системы режущего инструмента входит информационно-справочная система [9], представляющая собой банк данных режущего инструмента.

Необходимо отметить, что банк данных режущего инструмента должен содержать наиболее полный чертеж инструмента, включая нормальное, торцовое и осевое сечения, а также соответствовать новым стандартам, что позволит избежать неоднозначностей при выборе или проектировании режущего инструмента.

В результате выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Описанная методика позволяет рассчитать траекторию движения инструмента для любой гладкой непрерывной поверхности. Кроме того, по полученным данным возможно автоматическое составление управляющей программы для обработки на станке с числовым программным управлением.

2. Одним из преимуществ системы является универсальность предлагаемого алгоритма расчета профиля режущего инструмента, т.е. возможность не только проектирования нового режущего инструмента, но и возможность проверки уже существующего на возможность правильного формообразования профиля получаемой детали.

Статья написана на средства гранта Министерства образования Российской Федерации Т02-06.6-276

Список литературы: 1. Гречишников В.А. Профилирование инструмента для обработки винтовых поверхностей деталей методом совмещенных сечений. - М.: Мос-станкин, 1979. - 18 с. 2. Сморгалов Н.В. Численное моделирование поверхностей при обработке резанием. - Набережные Челны: КамПИ, 2003. - 177 с. 3. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. - М.: Издательство «Станкин», 1999. - 494 с. 4. Братухин А.Г., Халимуллин Р.М., Юнусов Ф.С., Красильников Ю.Г., Павлов А.Ф. Размерное и безразмерное формообразование поверхностей деталей. - М.: Машиностроение, 1996. - 272 с. 5. Гречишников В.А., Юнусов Ф.С., Чемборисов Н.А. Формирование информационно-поисковой системы инструментального обеспечения автоматизированного производства и проектирование САПР ТП. - М.: Машиностроение, 2000. - 220 с. 6. Чемборисов Н.А. Профилирование дисковых режущих инструментов для обработки винтовых поверхностей цилиндрических и конических деталей. Ав-тореф. дис. докт. техн. наук. - Казань: КГТУ им. Туполева А.Н., 2003. - 38 с. 7. Касьянов С.В., Чемборисов Н.А. Формализация признаков способа формообразования поверхности деталей при обработке резанием. // Автоматизация технологических и производственных процессов. // Межвузовский сборник научных трудов. - Набережные Челны: КамПИ, 1994. - С. 39 - 43. 8. Чемборисов Н.А. Систематизация признаков способа формообразования. //СТИН. - 2002. - № 8. - С. 32 - 35. 9. Чемборисов Н.А. Информационно-справочная система режущего инструмента.// СТИН. - 2001. - № 8. - С. 12-15

Сдано в редакцию 16.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД В ИССЛЕДОВАНИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОТОКОВ

Чепурная М.Н. (АГТУ, г. Астрахань)

The program of system research of streams of the fish-canning enterprise is submitted. Research problems are put. In clause (article) stages of system researches of a concrete line are covered. The estimation of technical and technological reliability of the central subsystem is made.

Сегодня системный подход к исследованию объектов в различных аспектах интенсивно проникает во все отрасли народного хозяйства, в том числе и в пищевой промышленности. Совершенствование технологических потоков с целью увеличения их производительности и улучшения качества продукции требует нового, системного подхода к их исследованию и проектированию.

К настоящему времени существуют теоретические и экспериментальные исследования в свете системного подхода потоков пищевых производств кондитерской, макаронной, хлебопекарной промышленности [1,2,3]. В данных работах впервые отражены основные теоретические положения, используемые при исследованиях поточных линий: классифицированы операторные модели технологических систем, разработана системная терминология технологических процессов, сформулированы основные принципы диагностики технологических систем данных производств. Но данные исследования, полученные результаты, не могут в полной мере быть применимы к исследованиям рыбоперерабатывающих потоков из-за специфики производства. Сегодня предприятия представляют собой механизированное производство, оснащенное поточными линиями различного назначения. Использование весьма специфичного объекта обработки, на качество которого влияют различные факторы (место вылова, вид и срок хранения, способ размораживания), предполагает использование разнообразного специализированного оборудования, выстроенного в технологические потоки. Основной проблемой в рыбоконсервном производстве является стабилизация непрерывных производственных процессов с целью повышения эффективности. Решение проблемы возможно следующими способами: автоматическое управление процессом через автоматический контроль выхода продукции; снижение чувствительности процессов по показателям качества продукции к выходным параметрам путем создания оптимальных конструкций машин и аппаратов.

Целью работы является разработка методики системного исследования при проектировании поточных линий рыбоконсервного производства. Таким образом, задачами проводимых исследований является выявление основных закономерностей организации, строения и функционирования технологического потока в рыбоконсервном производстве; изучение технологических потоков рыбоперерабатывающих предприятий с точки зрения системного подхода; обоснование выбора критериев оценки технологического потока в рыбоконсервном производстве; разработка методики системного исследования механизированной поточной линии.

Программа исследований (рис.1) определялась системным подходом, выбором на основе анализа литературных источников в качестве объекта исследований технологического потока рыбоперерабатывающих производств, разделение потока на отдельные этапы(подсистемы), значимо влияющие на конечный результат (готовый продукт).

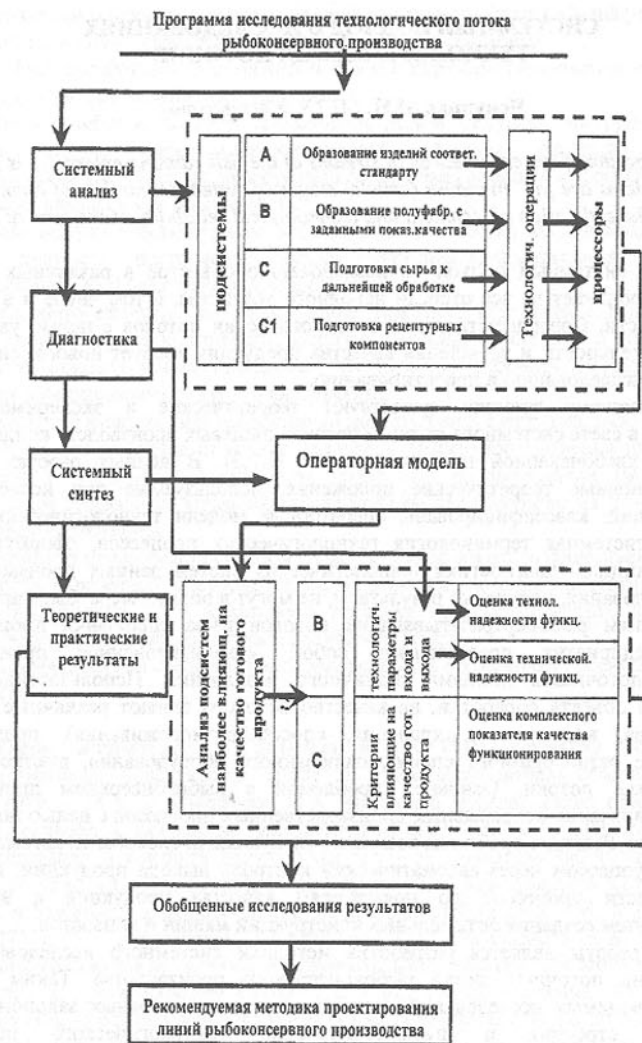


Рис. 1. Программа исследования технологического потока

Характерные черты технологического потока пищевого производства: большое число факторов, влияющих на ход процессов; ограниченность теоретических представлений и неполнота информации о законах связи между параметрами процессов и их характеристиками; сравнительно медленное протекание процессов и значительное запаздывание во времени между контролем параметров на входе и его характеристик на выходе; узкие пределы колебаний параметров процессов при установившемся режиме потока. В связи с этим для исследования показателей эффективности системы весьма перспективны методы статистического описания. При исследовании работы поточной

линии используется 2 направления: статистическое – на этапе исследования в рамках конкретной подсистемы (макроисследование), теоретическое – на этапе исследования в рамках элемента подсистемы (микроисследование), т.е. при глубоком изучении процесса, протекающего в машине или аппарате.

Для любого пищевого производства основным (ключевым) моментом является качество продукции на выходе из технологической системы. Использование системного анализа рыбоконсервного производства позволяет выделить центральную подсистему технологической системы, где закладывается качество готового продукта. Прежде всего это операции укладки и тепловой обработки рыбы. Научный и практический интерес представляет ряд информационных показателей эффективности технологической системы: точность, устойчивость, надежность. Понятие надежности технологических потоков рыбоперерабатывающих производств включает две совокупности, определяющие качество готового продукта – техническая надежность технологического оборудования и надежность функционирования технологических процессов. Именно, создание методики системного анализа технической и технологической надежности функционирования потока, дает возможность, исследовав параметры надежности функционирования оборудования, найти пути повышения эффективности работы технологических потоков рыбоперерабатывающих производств.

Один из основных показателей надежности функционирования технологических процессов (технологическая надежность) является устойчивость технологического потока – свойство системы сохранять точность показателей качества продукции во времени. Анализ устойчивости функционирования технологического потока производится по точностной диаграмме (рис.2). На ней по оси абсцисс откладывают время, а по оси ординат – значения показателя качества. Одним из основных механико-технологических критериев качества рыбных консервов с добавлением соуса является масса дозы рыбы, закладываемая в фасовочных машинах. Навивка рыбы в инвентарные формы является первой технологической операцией в подсистеме, где закладывается качество всего технологического процесса. В поле координат изображаются зависимости центров группирования (средних значений), средних квадратичных отклонений и полей рассеяния мгновенных распределений погрешностей показателя качества от времени. На диаграмме (рис.2) $\varphi_0(x)$ – нормированное мгновенное

распределение погрешности показателя качества, соответствующего норме; $\varphi_k(x)$ – то же соответствует конечному значению времени (определенный конечный период работы линии); a_0 , a_k – центры группирования погрешностей в мгновенных распределениях $\varphi_0(x)$ и $\varphi_k(x)$. Вид точностной диаграммы позволяет судить об устойчивости технологического процесса по интенсивности изменения центров группирования (функция $a(t)$), средних квадратичных значения (функция $b(t)$) и полей рассеяния (функция $c(t)$) мгновенных распределений погрешностей показателей качества. Количественной оценкой интенсивности изменения функций $a(t)$ и $b(t)$

считается отношения $\lambda_a = \frac{l_a}{S_0}$, $\lambda_b = \frac{l_b}{S_0}$. При идеально устойчивом технологическом потоке $\lambda_a = \lambda_b$.

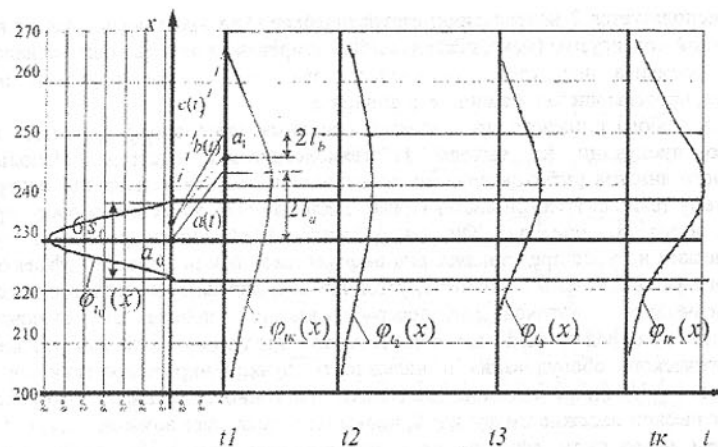


Рис.2. Точностная диаграмма функционирования

Анализ точностной диаграммы, характер изменения функций $a(t), b(t)$, полученных при анализе центральной подсистемы механизированной поточной линии рыбоконсервного производства, дает возможность констатировать не только состояние системы (наблюдается явное отклонение от нормы), но и определить причины, вызывающие ее неустойчивость. Прежде всего это качество сырья поступающее из подсистемы предварительной подготовки сырья, а также качество настройки оборудования (набивочной машины). В данном случае наблюдается наличие систематической погрешности производства. Характер кривых нормальной плотности вероятности показателя качества явное тому подтверждение. Систематическая погрешность данного производства возникает из-за сырья не соответствующего стандарту, нарушение технологического режима при выполнении операции фасования, из-за возникающих неисправностей оборудования. Итак, анализ технологического критерия надежности функционирования потока выявил явное отклонение от идеального процесса.

Системный подход к исследованию включает также исследование технической надежности подсистемы. Анализ производственных наблюдений показал, что из всего времени простоя потоков из-за низкой технической надежности технологическое оборудование простаивает: около 89 % времени - из-за функциональных отказов, когда оборудование перестает выполнять свою функцию, либо совсем перестает функционировать; около 7 % времени приходится на долю параметрических отказов, когда функции, выполняемые оборудованием не соответствуют требованиям. Не выполнение заданных функций оборудованием приводит, как правило, к некачественному выполнению технологических операций и, следовательно, к выпуску бракованной продукции. Повышение надежности технологического потока невозможно без повышения наработки на отказ всех элементов системы (техническая надежность) и качества выпускаемой продукции (технологическая надежность). Это диктует необходимость проведения работы по тщательному изучению технологического оборудования с точки зрения технической и технологической надежности, выявлению

тех механизмов и узлов - «узких мест», низкая надежность которых может привести к отказу всей системы.

В наших исследованиях анализ условий и причин возникновения отказов основывается на эксплуатационной статистической информации с действующей линии. Наблюдения и сбор информации производились в рамках центральной подсистемы в течении года [4]. Анализ информации о надежности может быть качественным (по фиксированным причинам и следствиям отказов) и количественным (по вычисленным оценкам показателей надежности, по установленным функциям и параметрам распределения случайных величин, по выявленной взаимосвязи между условиями эксплуатации подготовки и использования оборудования, его технического обслуживания) показателями надежности. Таким образом, в данный период фиксировались качественные и количественные результаты о надежности функционирующего оборудования. При оценке уровня качества оборудования применялось пассивное наблюдение за работой действующей технологической линии.

В результате наблюдений за функционированием оборудования подсистемы в период определенного времени, были зафиксированы отказы, а именно отказы по организационным причинам, и отказы, связанные с функционированием технологического оборудования. При оценке технической и технологической надежности необходимо отметить: полный анализ качества функционирования технологической системы невозможно без совместного учета технической надежности и технологической надежности. Анализ только технической надежности указывает лишь на «узкие» места в подсистеме с учетом функциональных отказов. Этого для анализа технологической системы недостаточно. Исследования показали, что несмотря на удовлетворительную техническую надежность набивочной машины, при анализе технологической надежности (технологических функций) выявлено явное несоответствие с нормами фасования сырья.

Итак, исследовать надежность потоков рыбоперерабатывающих производств необходимо в совместном рассмотрении технического состояния оборудования (техническая надежность) и качества выполнения технологических операций (технологическая надежность). Анализ только технического состояния, как это принято в настоящее время, не может дать полной картины о качестве всей системы. Так, техническая надежность первой операции подсистемы (набивочная машина) вполне удовлетворяет требованиям. Но, рассмотрев подсистему с точки зрения одного из показателей качества, убедились что существует отклонение от нормы закладки рыбы в инвентарные формы. Это ведет к отклонению и на последующих операциях и в итоге на выходе из подсистемы наблюдается полное несоответствие с нормативными показателями.

Список литературы. 1. Панфилов В.А. Технологические линии пищевых производств. - М.: Колос, 1993. - 288с. 2. Щетинин М.П. Системный анализ технологического комплекса производства сыров с высокой температурой второго награве//Межвузовский сборник научных трудов "Наука. техника. образование". - Барнаул, 1998 - с.28-32. 3. Система научного и инженерного обеспечения пищевых и перерабатывающих отраслей АПК России/А.Н. Богатырев, В.А. Панфилов, В.И. Тузилкин и др. - М.: Пищевая промышленность, 1995-528с. 4. Микитянский В.В., Декина Ю.И., Чепурная М.Н. Надежность технологического потока рыбоперерабатывающих предприятий как системы процессов./ Вестник АГТУ. Сборник науч. трудов. Механика. Астрахань. АГТУ, 2000.

Сдано в редакцию 13.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАРЬЕРА ДЛЯ ПРОЦЕССА СПЕКАНИЯ

Шарифов З. З. (АзТУ, г. Баку, Азербайджан)

The researches on definition of parameters of an energy barrier for a sintering process of heterogeneous fragments are executed in the given activity. The formulas for detection of basic performances of a sintering process of beads of a dust are adduced in this article.

Для анализа энергетического барьера при спекании необходимо рассматривать пороговый потенциал, вызванный присутствием разнородных частиц, пороговые потенциалы на свободной поверхности и на границе раздела двух гранул, а также дислокационный пороговый потенциал. Сначала рассмотрим пороговый потенциал, вызванный присутствием разнородных частиц. На рис.1 показана схема шейки между двумя гравулами разнородного порошка в процессе спекания.

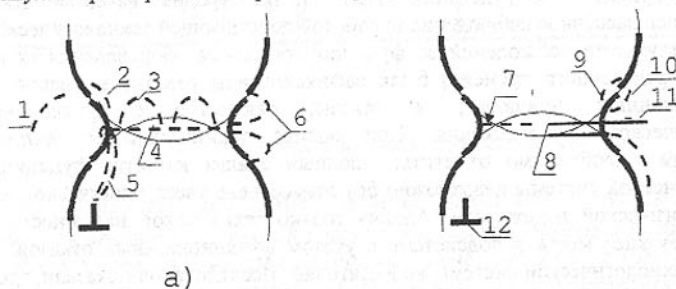


Рис.1. Схема контакта двух сферических частиц: а – направление различных диффузионных потоков; б – три пороговые потенциалы. 1 – поток 1: поверхностная диффузия; 2 – поток 2: диффузия в кристаллической решетке; 3 – поток 5: диффузия в кристаллической решетке; 4 – поток 4: диффузия по границе раздела двух гранул; 5 – поток 6: диффузия по кристаллической решетке; 6 – поток 3: испарение; 7 – материал, не содержащий частиц; 8 – источник на границе раздела двух гранул, $\Delta\mu^B$, частицы накапливаются в этом месте; 9 – поверхностный источник; 10 – диффузионный поток; 11 – сток, А; 12 – дислокационный источник

При этом вносят вклад шесть независимых диффузионных потоков. Три из них берут начало на поверхности поры, два исходят с поверхности раздела между двумя гравулами и один из дислокационных источников непосредственно внутри самой гравулы. Стрелками на рис.1 указаны направления, в которых происходит перемещение материала. В отсутствии внешних напряжений, движущей силой этих диффузионных потоков является разность кривизны между местами стока и источников диффундирующего материала.

Целью данной работы является установление основных параметров спекания порошковых материалов и определение энергетического барьера для качественного спекания гранул. На основании поставленной цели в работе решены следующие задачи: выполнить анализ особенностей контакта спекаемых частиц на основе модели двух сферических частиц, установить параметры изменения химического потенциала атомов от расстояния, определить основные параметры процесса спекания гранул порошкового материала.

Рассмотрим для примера диффузионный поток со свободной поверхности частицы. На рис.2 потенциал атомов в шейке (А) обозначаем μ^A , а потенциал атомов на свободной поверхности достаточно удаленной от шейки, в точке В, как μ^B . Экспериментальные работы [1, 2, 3] показывают, что в случае отсутствия дисперсных частиц кинетика спекания контролируется процессом диффузии. Другими словами, разность потенциалов $\mu^B - \mu^A$ достаточно велика для того, чтобы вызывать диффузионный поток от точки А к точке В. Тогда, при стационарных условиях, химический потенциал атомов будет плавно изменяться от значения μ^A в точке А до значения μ^B в точке В, как показано на рис.2 сплошной линией.

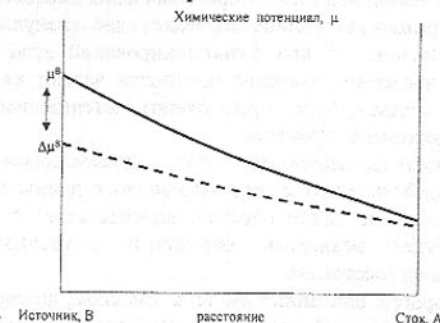


Рис. 2. Изменение химического потенциала атомов от расстояния

Рисунок иллюстрирует то, как пороговый потенциал на границе раздела фаз, $\Delta\mu_i^S$ понижает градиент химического потенциала и вследствие этого тормозит скорость процесса спекания.

Предположим, что в точке В существует потенциальный барьер на границе раздела фаз величиной $\Delta\mu_i^S$. В этом случае градиент химического потенциала в материале между точками А и В уменьшается и, в результате этого, скорость процесса спекания замедляется. Наиболее важным следствием этих рассуждений является то, что в случае постоянной величины $\Delta\mu_i^S$ при выполнении условия $\mu^B - \mu^A < \Delta\mu_i^S$ процесс спекания вообще не будет наблюдаться. При дальнейших рассуждениях мы будем предполагать, что каждый источник материала имеет характеристический потенциальный барьер:

Источник	Потенциальный барьер
Свободная поверхность	$\Delta\mu_i^S$
Граница раздела гранул	$\Delta\mu_i^B$
Дислокация	$\Delta\mu_i^D$

Мы предполагаем, что в стоке (А) такие барьеры не присутствуют. Это происходит вследствие того, что на ранних стадиях процесса спекания движущий потенциал достаточно велик для того, чтобы преодолеть любые потенциальные барьеры. В результате этого в шейке происходит быстрое осаждение нового, свободного от частиц материала (рис.1), а свободный от частиц материал, работает как совершенный сток.

Далее мы проведем исследование простых моделей пороговых потенциалов $\Delta\mu_i^S$, $\Delta\mu_i^B$ и $\Delta\mu_i^D$. Модели исходят из следующих соображений:

а) частицы взаимодействуют со свободной поверхностью и, если они хорошо смачиваются материалом матрицы, в которой лежат, то их присутствие может тормозить перемещение поверхности. В результате этого будет возникать пороговый потенциал, который будет постоянным во времени.

б) на границе раздела двух частиц при функционировании ее в качестве источника или стока материала происходит движение дислокаций. Ядро дислокации является источником или стоком точечных дефектов. Дисперсные частицы выступают во взаимодействии с поверхностными дислокациями, что приводит к появлению конечной движущей силы, которая является пороговой по отношению к движению дислокаций, т.е. при напряжениях ниже второго значения дислокации передвигаться не смогут. Если рассматриваемая граница разделяет две гранулы, которые содержат мелкие дисперсные частицы, то при функционировании этой границы в качестве источника материала численное значение плотности частиц на этой границе будет увеличиваться. Таким образом, будет существовать потенциальный барьер величина, которого будет увеличиваться со временем.

в) дисперсные частицы взаимодействуют с дислокациями в кристаллической решетке. Такое взаимодействие приводит к уменьшению длины сегмента, дислокации, которые могут переползать и, таким образом, вносить вклад в процесс спекания. В результате этого будет возникать барьерный потенциал, препятствующий переползанию на большие расстояния.

Величина всех порогов, описанных выше, в основном, не зависит от температуры. Однако, измерения диффузионной ползучести (которая имеет очень много общего с процессом спекания), проведенные на дисперсионно-упрочненных сплавах, показали, что величина порога может увеличиваться при уменьшении температуры. Такое поведение может быть объяснено наличием дополнительных потенциальных барьеров, которые могут возникать в результате расслоения твердого раствора или в результате закрепления дислокаций вследствие наличия включений атомного масштаба [4].

В процессе спекания определенный вклад вносит пороговый потенциал на свободной поверхности. На рис.3. показана дисперсная частица, которая лежит на свободной поверхности. Так как поверхность взаимодействует со многими частицами одновременно, то мы будем учитывать на наших рассуждениях среднюю энергию взаимодействия в расчете на один атом, удаляемой с поверхности. Величина этой энергии приравнивается значению потенциального барьера на поверхности $\Delta\mu^S$. Предположим, что поверхность перемещается из положения 1 в положение 2 за счет удаления $l^2 d / 2\Omega$ атомов, где: Ω - атомный объем, d - диаметр частицы, а l - расстояние между частицами. Если свободная энергия поверхности матрицы равна γ_s , свободная энергия поверхности частицы равна γ_p , а свободная энергия поверхности раздела между частицей и матрицей равна $\Delta\mu$, тогда изменение свободной энергии на атом будет $\gamma_{p,s}$

$$\Delta\mu f = \Omega \frac{\pi d}{2l^2} (2\gamma_p - 2\gamma_{p,s} + \gamma_s) \quad (1)$$

Объем фракции частиц из рассмотрения рис.3, можно записать в следующем виде:

$$f = \frac{\pi d^6}{6l^2} \quad (2)$$

и тогда:

$$\Delta\mu f = \frac{3f\Omega}{d} (2\gamma_p - 2\gamma_{p,s} + \gamma_s) \quad (3)$$

При дальнейшем рассмотрении будут важны два крайних случая. Первый: если частицы смачиваются материалом матрицы, то $\gamma_{p,s}$ будет пренебрежимо малой величиной и значение $\Delta\mu^S$ будет положительным и тормозить спекание.

$$\Delta\mu f = \frac{3f\Omega}{d} (2\gamma_p + \gamma_s) \quad (4)$$

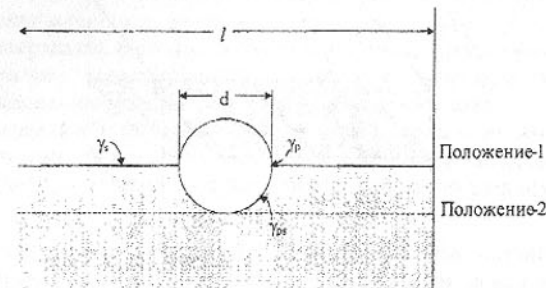


Рис.3. Схема расположения дисперсной частицы на свободной поверхности

В зависимости от смачиваемости и несмачиваемости частицы, ее присутствие может тормозить, либо увеличивать способность поверхности функционировать в качестве источника материала: 1 - исходное расположение поверхности; 2- конечное расположение поверхности

Однако, если частицы практически не смачиваются материалом матрицы, тогда $\gamma_{p,s} = \gamma_p + \gamma_s$ и барьерный потенциал на поверхности будет отрицательным и способствовать прохождению процесса спекания

$$\Delta\mu f = \frac{3f\Omega}{d} \gamma_s \quad (5)$$

В наших расчетах мы предполагали, что частицы частично смачиваются матрицей, так как $\gamma_{p,s} = \gamma_p$, тогда

$$\Delta\mu f = \frac{3f\Omega\gamma_s}{d} \quad (6)$$

Граница раздела между двумя дисперсионно - упрочненными гранулами порошка будет содержать дисперсные частицы. Поэтому поверхностный потенциал на границе раздела двух гранул вносить свои коррективы в ходе спекания. Пусть поверхностная плотность частиц N_A и предположим, что при функционировании границы в качестве источника материала в ее плоскости будет происходить движение дислокаций [4]. Если эти дислокации будут вступать во взаимодействие с частицами, то для начала движения дислокаций будет необходимо наличие порогового химического потенциала $\Delta\mu^B$. Таким образом, значение $\Delta\mu^B$ будет и пороговым значением для начала функционирования поверхности раздела между гранулами в качестве источника материала.

Если будет существовать разница химических потенциалов между дислокационным источником и стоком (пора), то между точками закрепления

дислокации будет происходить ее изгиб посредством переползания (рис.4). Небольшая разница потенциалов между дислокационным источником и стоком (пора) вызовет только изгиб дислокации до тех пор, пока она не попадет в состояние равновесия с потенциалом материала в окружающей матрице. Для значительного стационарного движения дислокаций разница потенциалов должна быть, по меньшей мере, достаточно большей для того, чтобы оторвать дислокацию от блокирующих ее частиц. Ранее было показано, что для отрыва дислокаций от блокирующих ее частиц требуется разность потенциалов.

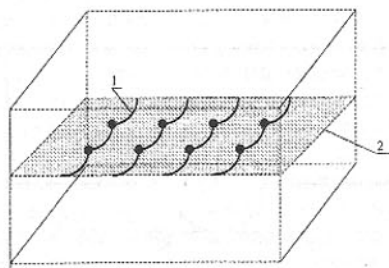


Рис.4. Схема расположения частиц на границе раздела двух гранул:
1 – граничные дислокации; 2 – плоскость раздела между гранулами спекаемого порошка

Если, несмотря на наличие порога, граница будет работать, как источник материала, то частицы будут накапливаться на ней и значение $\Delta\mu_i^B$ будет возрастать. Такой эффект учтен с помощью расчета величины скорости истечения материи V с границы раздела за счет процессов диффузии, затем было рассчитано значение N_A , исходя из числа частиц, содержащихся в этом объеме плюс число частиц, в пределе расстояния $d/2$ по каждую сторону от границы. Значение N_A не равномерно по всей границе раздела, поэтому мы рассматривали среднее значение количества частиц на единицу площади.

В работе [5] записали скорость сближения двух гранул порошка в следующем виде:

$$V = \frac{2\gamma_x \Omega}{KT\rho x} D_v \left(1 + \frac{D_B \delta}{2D_v x} \right), \quad (7)$$

где: x - радиус шейки, ρ - ее кривизна, D_v - объемный коэффициент диффузии, δD_v - коэффициент пограничной диффузии, умноженный на толщину границы. Скорость осаждения частиц на границе тогда будет:

$$\frac{dN_A}{dt} = \frac{6f}{\pi d^3} \cdot V, \quad (8)$$

так как $6f / \pi d^3$ равно числу частиц в единичном объеме. Используя постановку $\rho = x^2/2a$, мы найдем:

$$\frac{dN_A}{dt} = \frac{4\gamma_x \Omega d}{KT x^3} \cdot \frac{6f}{\pi d^3} D_v \left(1 + \frac{D_B \delta}{2D_v x} \right) \quad (9)$$

Практически, торможение процесса уплотнения за счет существования барьерного потенциала $\Delta\mu_i^B$ можно учесть с помощью коэффициента.

Величину коэффициента можно будет вычислить по формуле:

$$\left[1 - \Delta\mu_i^B / K\gamma_s \Omega \right] \quad (10)$$

где: K - кривизна шейки. Скорость аккумуляции частиц с учетом этого коэффициента тогда запишется в следующем виде:

$$\frac{dN_A}{dt} = \frac{4\gamma_x \Omega d}{KT x^3} \cdot \frac{6f}{\pi d^3} D_v \left(1 + \frac{D_B \delta}{2D_v x} \right) \left(1 - \frac{\Delta\mu_i^B}{K\gamma_s \Omega} \right) \quad (11)$$

При расчете диаграмм спекания мы проводим численное интегрирование вышеприведенной формулы. Результат интегрирования использовался для расчета непрерывно увеличивающегося значения порогового потенциала $\Delta\mu_i^B$. Одним из следствий аккумуляции частиц на поверхности раздела гранул является то, что эта поверхность перестает функционировать в качестве источника материала при прохождении процесса спекания раньше, чем свободная поверхность.

Если дислокации в кристаллической решетке вступает во взаимодействие с дисперсными частицами, то для начала процесса переползания дислокаций, то есть для пуска дислокационного источника материала, будет необходима разность потенциалов:

$$\Delta\mu_i^B = \alpha G h \Omega \sqrt{N_A} \quad (12)$$

В том случае, когда наблюдается переползание дислокаций на большие расстояния (расстояния больше по сравнению с расстоянием между частицами), мы можем выбрать для константы α значение равное 0,2. Поверхностную плотность частиц в этом случае можно записать как:

$$N_A = \frac{6f}{\pi d^2}, \quad (13)$$

таким образом

$$\Delta\mu_i^B = 0,2 G h \Omega \sqrt{\frac{6f}{\pi d^2}} \quad (14)$$

Величина порогового потенциала является постоянной вследствие того, что изгибающаяся дислокация отрывается от блокирующих ее частиц и, таким образом, накопления дислокаций на частицах не происходит.

Таким образом наиболее типичной является ситуация, когда движущая сила мала для того, чтобы вызывать переползание дислокаций на большие расстояния, хотя дислокации и изгибаются за счет переползания между блокирующими их частицами до тех пор, пока их кривизна не достигнет значения предельного для дальнейшего процесса переползания.

Список литературы: 1. Шарифов 3.3. Коррозионностойкое легирование пористых материалов. - Донецк: Технополис, 2002, - 284с. 2. Шарифов 3.3. Научно-технологические основы получения композиционных порошковых материалов содержащих медленные включения кокса. Матер.докл. Международной научно-тех.конф. "Проблемы машиностроения на пороге XXI века", - Баку, 2000. С. 115-121. 3. Бадворт Д.У. Некоторые аспекты геометрии спекания. 1978. С. 132-136. 4. Гегузин Я.Е. Процессы в диффузионной зоне. - М.: Наука. С. 173-177. 5. Федорченко И.М., Иванова И.И. Исследование концентрационной зависимости усадки при спекании двухфазных систем. Докл. республ. конф. по порошковой металлургии. - Киев, 1982. С. 253-259.

Сдано в редакцию 19.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ И ШЕРОХОВАТОСТИ

Шишканова А.А. (ЗНТУ, г. Запорожье, Украина)

Methods for contact problems solution taking into account friction and roughness are presented with use of expansion by small parameter of simple potential type integrals for unknown contact domains close to circle and ring. The parameter depends on friction coefficient, roughness and punch shape. The specific contact problems are solved by different methods for nonlinear and linear laws of friction, roughness.

Введение. Учет трения при создании различных систем в машиностроении и прогрессивных технологий является актуальным. Современный уровень развития машиностроения характеризуется разнообразием форм контактного взаимодействия, которое сопровождается или возможно только при наличии трения, зависящего от шероховатости, адгезии контактирующих поверхностей. Вопросы учета потерь на трение и износ приобретают особую актуальность.

Одной из важных проблем нашего времени является исследование процессов, происходящих в живых организмах. Информацию о них предоставляют компьютерные томографы, при проектировании которых применяется математическое моделирование их узлов. Развитие эргономики, биокрибергетики, робототехники тоже стимулирует исследование природы трения. Несмотря на сложную геометрию при моделировании органов человеческого тела, в большинстве случаев можно ограничиться сравнительно простыми плоскими фигурами: кругами, кольцами, сегментами, так как в определенной мере большинство реальных объектов может быть «составлено» из таких элементов.

Постановка проблемы в общем виде. В машиностроении во многих практических случаях возникает необходимость решения задач контакта кольцевых деталей металлоконструкций. При выполнении расчетов необходимо учитывать влияние технологических погрешностей изготовления или влияние условий работы в агрессивной среде, изменяющей их размеры и конфигурацию. Деформированные круговые или кольцевые стойки, опоры и другие элементы конструкций моделируются близкими к кольцевым и круговым. Механической моделью контакта подобных тел чаще всего является контакт с упругим полупространством штампов различной конфигурации.

Математическое моделирование контактного взаимодействия штампов с упругим полупространством с учетом трения, адгезии и шероховатости упругого полупространства в механике приводит к интегральным уравнениям, содержащим интегралы типа потенциалов простого слоя [1]:

$$\varphi(p(\rho, \theta)) + \iint_S \frac{\lambda p(\rho', \theta')}{r} dS + \iint_S \frac{\tilde{\lambda} \tau_0 + \psi(p(\rho', \theta'))}{r} \cos r x dS = f(\rho, \theta) \quad (1)$$

При отсутствии трения и адгезии $\psi(p(\rho, \theta)) = 0$ и $\tau_0 = 0$, при отсутствии шероховатости $\varphi(p(\rho, \theta)) = 0$.

При постановке контактных задач с трением в большинстве случаев используется закон трения в форме $\tau = \mu \sigma(\rho, \theta)$, где μ является коэффициентом трения. Как показали экспериментальные работы, в формировании сил трения важная роль принадлежит адгезии, учет которой приводит к двучленному закону трения

$\tau = \tau_0 + \mu \sigma(\rho, \theta)$, так называемому элементному закону. Вместо биномиальной зависимости часто пользуются степенной зависимостью $\tau = k \cdot \sigma^n$ [2].

Анализ публикаций, на которых основываются исследования в данной работе. Авторы, исследовавшие такие задачи, предлагали различные методы решения и различные математические модели. В [1] при решении квазистатической задачи о движении штампа, ограниченного параболической поверхностью вращения, использовалась модель осесимметричной площадки контакта с неосесимметричным распределением нормальных напряжений. В [3, 4] с помощью разложений потенциалов простого слоя, интегралов со слабой особенностью, получено решение задачи с учетом трения и адгезии о движении штампа, ограниченного параболической поверхностью вращения, предполагая неизвестной форму и размеры площадки контакта, которые зависят от коэффициента трения, рассматриваемого как малый параметр.

В [5] предложено численное решение контактной задачи с учетом трения и шероховатости для области, близкой к круговому кольцу, с помощью разложения потенциалов простого слоя, интегралов со слабой особенностью. Основные интегральные уравнения приводятся к системе аналогичных уравнений для площадки контакта в форме кругового кольца, круга.

Цель данной работы. С помощью применения разложения интегралов со слабой особенностью [3, 4, 5] получение методов решения контактных задач для неизвестной площадки контакта, зависящей от коэффициента трения, адгезии, конфигурации штампа. Сведение к рекуррентной системе аналогичных задач для круговой или кольцевой площадки контакта. Решение с учетом трения и шероховатости задач о вдавливании штампа с круговой и кольцевой площадками контакта для линейного и нелинейного законов трения, шероховатости.

Основное содержание и результаты работы.

Вдавливание кольцевого штампа при линейном законе трения и шероховатости.

Рассмотрим задачу о вдавливании в упругое полупространство плоского кольцевого штампа с учетом трения, когда на штамп действует вертикальная сила Q и горизонтальная сила T , которая уравнивается силой трения, при отсутствии поворота и горизонтального перемещения штампа.

Основное интегральное уравнение задачи при линейном законе трения [1] является уравнением Фредгольма первого рода со слабой особенностью и имеет вид

$$(1 - \nu^2) / (\pi E) \iint_S p(\rho', \theta') / r \cdot [1 + \varepsilon \cos r^{\wedge} x] dS = \delta, \quad (2)$$

где $\varepsilon = \mu \tilde{\lambda}$, μ - коэффициент трения, $\tilde{\lambda} = (1 - 2\nu) / (2 - 2\nu)$, ν - коэффициент Пуассона; $\tilde{\lambda} = 0$, когда $\nu = 0,5$, т.е. упругое тело несжимаемо, наличие сил трения не сказывается на величине нормального давления. Для реальных тел $0 < \nu \leq 0,5$. Коэффициент трения μ мал. Например, при трении без смазочного материала стали по стали $|\mu| = 0,2$. Полагая $|\mu| = 0,2$, $\nu = 0,3$ получим $|\mu \tilde{\lambda}| \approx 0,057$ [1, 2]. Величину $|\mu \tilde{\lambda}| = \varepsilon$ рассматриваем как малый параметр.

Регуляризация уравнения (2) приводит к решению уравнения второго рода:

$$B_1 / (2\pi) \cdot \tilde{P}(\rho, \theta) + \iint_S \tilde{P} / (2\pi b r) \cdot [1 + \varepsilon (\rho \cos \theta - \rho' \cos \theta')] / r dS = \delta / (2\pi b). \quad (3)$$

$$S = \{(\rho, \theta): a(1 + f(\rho, \theta)) \leq \rho \leq b(1 + f(\rho, \theta)), 0 < \theta < 2\pi\}, \quad (4)$$

$$f(\rho, \theta) = \sum_{i=1}^{\infty} \varepsilon^i f_i(\theta), \quad B_1 = B\pi E / ((1-\nu)^2 \cdot b), \quad \tilde{P}(\rho, \theta) = p(\rho, \theta) \cdot (1-\nu)^2 / (\pi E),$$

для малых B_1 параметр уравнения равен $\alpha = 1 - B_1 / (2\pi)$, для больших $\lambda = 2\pi / B_1$.

Уравнение (3) можно рассматривать как основное интегральное уравнение задачи вдавливания штампа в упругое шероховатое полупространство с учетом трения. При этом пренебрегаем вертикальными перемещениями микровыступов, обусловленных действием касательной силы. Обозначим через $p_0(\rho, \theta)$ решение интегрального уравнения (3) при $\varepsilon = 0$. Рассматриваем решения $p(\rho, \theta)$ уравнения (2), близкие к $p_0(\rho, \theta)$, когда параметр ε мал. В этом случае представляем искомую функцию $p(\rho, \theta)$ и заглабление в виде рядов

$$p(\rho, \theta) = \sum_{i=0}^{\infty} \varepsilon^i p_i(\rho, \theta); \quad \delta = \sum_{i=0}^{\infty} \varepsilon^i \delta_i. \quad (5)$$

Запишем разложение в ряд по степеням ε потенциала простого слоя на внутреннюю точку, приведенное в [4]

$$\iint_S \frac{p(\rho(R', \varphi'), \varepsilon, \varphi')}{r(R', R)} d\Omega = \sum_{i=0}^{\infty} \varepsilon^i \left[\iint_{\Omega} \frac{P_i(R', \varphi')}{r(R', R)} d\Omega + H_i(P_0, P_1, \dots, P_{i-1}) \right], \quad (6)$$

где для $i = 0, 1, 2$: $H_0 = 0$, $H_1(P_0) = D_1(P_0)$, $H_2(P_0, P_1) = D_1(P_1) + D_2(P_0)$,

$$D_1(P_0) = \iint_{\Omega} \frac{P_0(R')}{r(R', R)} f_1(\varphi') d\Omega - R \frac{\partial}{\partial R} \iint_{\Omega} \frac{P_0(R')}{r(R', R)} [f_1(\varphi') - f_1(\varphi)] d\Omega,$$

$$D_2(P_0) = \iint_{\Omega} \frac{P_0(R')}{r(R', R)} f_2(\varphi') d\Omega - R \frac{\partial}{\partial R} \iint_{\Omega} \frac{P_0(R')}{r(R', R)} [f_2(\varphi') - f_2(\varphi)] d\Omega +$$

$$+ R \frac{\partial^2}{\partial R^2} \iint_{\Omega} \frac{P_0(R')}{2r(R', R)} [f_1(\varphi') - f_1(\varphi)]^2 d\Omega,$$

$$r^2(R', R) = R'^2 + R^2 - 2R'R \cos(\varphi' - \varphi); \quad (R, \varphi) \in \Omega,$$

$$\Omega = \{(R, \varphi): a \leq R \leq b, 0 \leq \varphi \leq 2\pi\}, \quad \rho = R(1 + f(\varepsilon, \varphi)), \quad \varphi = \theta.$$

Для вычисления интегралов, входящих в уравнение (3), используем их разложения по малому параметру ε , коэффициентами которого являются интегралы типа потенциалов простого слоя по кругу или круговому кольцу, как это сделано в работе [3]. При этом кроме разложения (6) используется вычисление интеграла со слабой особенностью для кругового кольца [5, 6]

$$\iint_{\Omega} \frac{\cos r\varphi}{\pi r} p(\rho', \theta') d\Omega = \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n(\rho') \cos n_1 \theta + b_n(\rho') \sin n_1 \theta \right] \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho} \right)^{n_1} d\rho'.$$

$$- \sum_{n=1}^{\infty} \int_{\rho}^b [a_n(\rho') \cos n_2 \theta + b_n(\rho') \sin n_2 \theta] \cdot \left(\frac{\rho}{\rho'} \right)^{n_2} d\rho' + \cos \theta \int_a^{\rho} a_n(\rho') \cdot \frac{\rho'}{\rho} d\rho',$$

$$n_1 = n + 1, \quad n_2 = n - 1 \quad (7)$$

Используя разложение интеграла, входящего в уравнение (3) задачу о вдавливании штампа в форме некругового кольца сводим к последовательности задач для кругового кольца также как в [3, 4, 5].

При отсутствии шероховатости $\alpha = 1$ уравнение (3) является уравнением первого рода и в каждом приближении можно получить точные решения [3]. В условиях отсутствия поворотов штампа и горизонтальных перемещений решение с учетом точных выражений для первых двух приближений в случае плоского кругового штампа при линейном законе трения получаем в виде:

$$p(\rho, \theta) = Q / (2\pi b^2) \left[(\sqrt{1 - \rho^2 / b^2})^{-1} + \varepsilon \left(\frac{2}{\pi} \sum_{k,p=0}^{\infty} \frac{(2k+1)!!}{2k!!} \cdot \frac{1}{2k-2p+1} \cdot \frac{1}{2p+1} \left(\frac{\rho}{b} \right)^{2k+1} \right) \cos \theta \right] \quad (8)$$

Разложения (6), (7) позволяют получать решения с неизвестной площадкой контакта.

В случае движения параболического штампа с неизвестной площадкой контакта с учетом трения и адгезии для распределения давлений в [3] получено аналогичное аналитическое выражение.

Учитывая (5), из уравнения (3) получим уравнение для определения

$$p_0(\rho, \theta) = \tilde{p}_0 \cdot \pi E / (1 - \nu^2):$$

$$\tilde{p}_0(\rho, \theta) \cdot B_1 / (2\pi) + \int_a^{\rho} K(\rho, \rho') \tilde{p}_0(\rho', \theta') / b \cdot d\rho' = \delta_0 / (2\pi b) \quad (9)$$

В уравнении (9) ядро $K(\rho, \rho')$ имеет вид:

$$K(\rho, \rho') = \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(2n-1)!!}{2n!!} \right]^2 \left(\frac{\rho'}{\rho} \right)^{2n+1}, & \rho' < \rho; \\ \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(2n-1)!!}{2n!!} \right]^2 \left(\frac{\rho}{\rho'} \right)^{2n}, & \rho' > \rho. \end{cases} \quad (10)$$

Так как ядро $K(\rho, \rho')$ имеет разрывы по диагонали $\rho = \rho'$, а $\varphi(\rho)$ непрерывна, то решаемое уравнение целесообразно записать в эквивалентном виде

$$\varphi(\rho) + \lambda \int_a^{\rho} K(\rho, \rho') [\varphi(\rho') - \varphi(\rho)] / b d\rho' = 1/b - \lambda \varphi(\rho) \int_a^{\rho} K(\rho, \rho') / b d\rho', \quad (11)$$

где подынтегральная функция в первом интеграле не имеет разрывов, поскольку на диагонали $\rho = \rho'$ разность $[\varphi(\rho') - \varphi(\rho)]$ обращается в нуль, $\varphi(\rho)$ непрерывна и ядро $K(\rho, \rho')$ имеет слабую особенность, вычисление интеграла $\int_a^{\rho} K(\rho, \rho') d\rho'$ выполняется в явном виде.

Последовательные приближения $\{\varphi_m(\rho)\}$ к решению уравнения (11) определяются по формуле

$$\varphi_m(\rho) = -\lambda \int_a^b K(\rho, \rho') [\varphi_{m-1}(\rho') - \varphi_{m-1}(\rho)] d\rho' + b^{-1} - \lambda \varphi_{m-1}(\rho) \int_a^b K(\rho, \rho') d\rho' \quad (12)$$

$$\text{Здесь } \varphi(\rho) = \omega \cdot p_0(\rho, \theta), \quad \omega = (1 - \nu^2)/(\pi E) \cdot B_1 / \delta_0, \quad \rho'' = \rho' / b. \quad (13)$$

Для определения $p_1(\rho, \theta) = u(\rho) / \omega \cdot \cos \theta$ получаем аналогичное уравнение:
 $u(\rho) =$

$$= -\lambda \int_a^b \frac{\tilde{K}(\rho, \rho')}{b} [u(\rho') - u(\rho)] d\rho' - \lambda \frac{u(\rho)}{b} \int_a^b \tilde{K}(\rho, \rho') d\rho' - \lambda \int_a^b \frac{\rho' \varphi(\rho')}{b \rho} d\rho' \quad (14)$$

$$\tilde{K}(\rho, \rho') = \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(2n-1)!!}{2n!!} \right]^2 \left[1 - \frac{1}{2n+2} \right] \left(\frac{\rho'}{\rho} \right)^{2n+2}, & \rho' < \rho; \\ \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(2n-1)!!}{2n!!} \right]^2 \left[1 - \frac{1}{2n+2} \right] \left(\frac{\rho}{\rho'} \right)^{2n+1}, & \rho' > \rho. \end{cases} \quad (15)$$

Заменяя в полученных интегральных уравнениях интегралы квадратурными формулами приближенного вычисления, приходим к системе линейных алгебраических уравнений, которую можно решать методом последовательных приближений для $\alpha < 1$, или для $B_1 > 4K(a/b)$, где $K(a/b)$ - полный эллиптический интеграл первого рода. Погрешность, получающаяся в результате замены интегрального уравнения системой линейных алгебраических уравнений, зависит от выбора квадратурной формулы. Решение системы уравнений возможно различными методами. С применением метода трапеций методом последовательных приближений получено решение задачи.

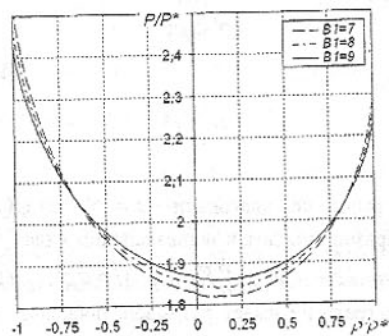


Рис. 1. Зависимость давления под круговым штампом от коэффициента шероховатости при линейном законе трения

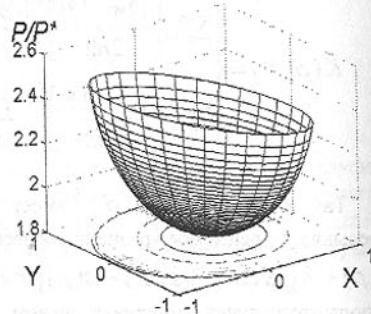


Рис. 2. Поверхность давлений под круговым штампом с учетом шероховатости при линейном законе трения

На рис. 1 приведены графики, отображающие зависимость, распределения давления $p(\rho, \theta) / p^*$, $p^* = Q / (2\pi b^2)$ под плоским круговым штампом от шероховатости упругого полупространства, для значений коэффициента шероховатости $B_1 = 7, 8, 9$, $\varepsilon = 0,15$ с учетом первых двух приближений вдоль оси Ox .

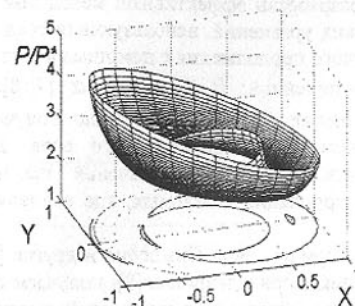


Рис. 3. Поверхность давлений под кольцевым штампом; «слабая» шероховатость, линейный закон трения

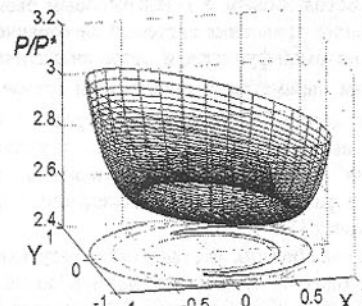


Рис. 4. Поверхность давлений под кольцевым штампом; «сильная» шероховатость, линейный закон трения

Поверхность распределения давлений для плоского кругового штампа при значениях $\varepsilon = 0,15$, $B_1 = 7$ дана на рис. 2. Распределение давлений показано на рис. 3 для кольцевого штампа, вдавливаемого в упругое шероховатое полупространство, в случае $\alpha = 0,7$; $\varepsilon = 0,057$; $a/b = 1/2$ при той же схеме нагрузки. Поверхность давлений при $\varepsilon = 0,15$; $B_1 = 7$; $a/b = 1/2$, приведена на рис. 4.

На рис. 5 изображены графики, отображающие зависимость распределения давления $p(\rho, \theta) / p^*$ под плоским кольцевым штампом от шероховатости упругого полупространства, для значений коэффициента шероховатости $B_1 = 6, 7, 8, 9$, при $\varepsilon = 0,15$ вдоль оси Ox .

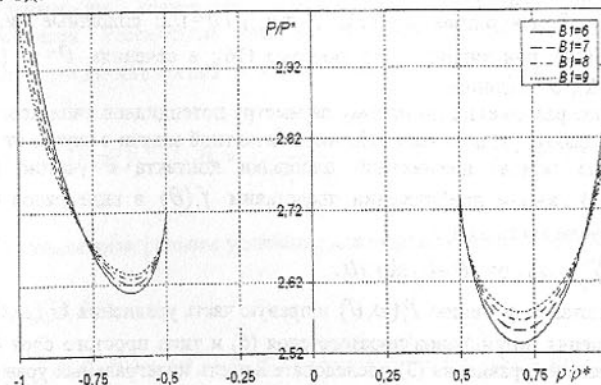


Рис. 5. Графики зависимости распределения давлений под кольцевым штампом от коэффициента шероховатости при линейном законе трения

Из приведенных графиков и поверхностей распределения нормальных давлений на рисунках 1-5 следует, что с увеличением шероховатости упругого полупространства распределение давления становится более равномерным по площадке контакта, увеличивается минимальное давление и снижается максимальное.

При применении методов приближенного решения и методов регуляризации погрешность при замене интегрального оператора на дискретный влияет на результат. Еще Н.Н.Боголюбовым и Н.И.Крыловым был разработан эффективный метод замены интегрального уравнения системой алгебраических уравнений, использующий средние значения искомой функции, и метод аналитического продолжения с помощью функции для замены параметра, в простейшем случае — линейной: $B_1/(2\pi) = 1 - \alpha$ [7, 8]. С помощью метода, использующего среднее значение функции, ими было получено решение интегрального уравнения, содержащего потенциал двойного слоя. Для устранения особенностей использовалось введение разности значений искомой функции в разных точках и последующая интерполяция слагаемых, где совпадают индексы точек [7].

Таким образом, составлены кубатурные формулы типа Симпсона и другие [9]. Применяя одну из кубатурных формул по методике, приведенной в [9], получаем для численного решения уравнения (3) с произвольной неизвестной площадкой контакта следующие рекуррентные выражения для малых B_1 :

$$p_{k,q}^{(m+1)} = \alpha \cdot p_{k,q}^{(m)} + \sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^p \frac{p_{i,l}^{(m)} - p_{k,q}^{(m)}}{2\pi b r} \left[1 + \varepsilon \frac{t_k \cos \tau_k - s_i \cos \theta_i}{r} \right] \cdot s_i \Delta s_i \Delta \theta_i + \eta / (2\pi) + G(t_k, \tau_q) \quad (16)$$

$$p_{k,q} = p(t_k, \tau_q), \quad r^2 = t_k^2 + s_i^2 - 2t_k s_i \cos(\theta_i - \tau_q), \quad p(t_k, \tau_q) = 0, (t_k, \tau_q) \neq S. \quad [9]$$

На рис. 6 приведены графики зависимости распределения давлений p/p^* по сечению $\theta = \pi/4$ для плоского кругового штампа с учетом трения $\varepsilon = 0,057$: сплошной линией, вычисленных по формуле (8); пунктирной — по (16) и штрихпунктирной — по (11), (14) при $\alpha = 0,99$.

Зависимость распределения давления p/p^* под кольцевым штампом приведена на рис.7 для случая $\varepsilon = 0,15$; $B_1 = 7$; $a/b = 1/2$: сплошные линии — по формулам (11), (14), пунктирные — по формуле (16); в сечениях $\theta = \pi$ (линия 1), $\theta = \pi/2$ (линия 2), $\theta = 0$ (линия 3).

С помощью разложений по малому параметру потенциалов типа простого слоя предложенных в работе [5] получаем решение контактной задачи в случае отличной от кругового кольца (круга) неизвестной площадки контакта с учетом трения и шероховатости. В каждом приближении представим $f_i(\theta)$ в виде рядов Фурье по косинусам и синусам кратных дуг

$$f_i(\theta) = \sum_{j=0}^{\infty} a_{ij} \cos j\theta + b_{ij} \sin j\theta. \quad (17)$$

Аналогично представим функцию $P_i(\rho, \theta)$ и правую часть уравнения $G_i(\rho, \theta)$.

С учетом разложения потенциалов простого слоя (6) и типа простого слоя (7) [3,4,6] получаем для решения уравнения (3) последовательность интегральных уравнений для кругового кольца, которую приведем для некруговой площадки контакта, когда $f_1 = a_{10} + a_{12} \cos 2\theta$; $G_0 = G_0(R)$ без учета трения для первых двух приближений

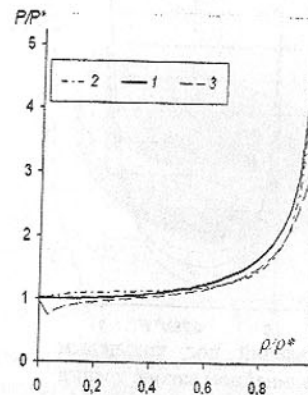


Рис. 6. Распределение давлений для кругового штампа (различные методы)

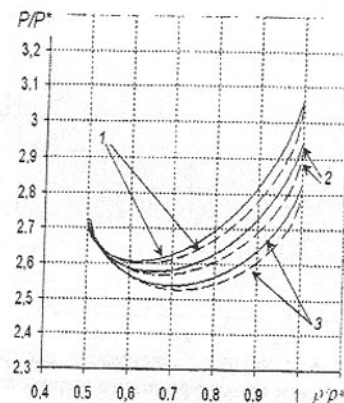


Рис.7. Распределение давлений для кольцевого штампа (различные методы)

$$BP_0(R) + (1 - \nu^2) / (\pi E) \int_{\Omega} P_0(R') / r d\Omega = G_0(R), \quad (18)$$

$$BP_1(R, \varphi) + (1 - \nu^2) / (\pi E) \int_{\Omega} P_1(R', \varphi') / r d\Omega = \quad (19)$$

$$= \frac{1 - \nu^2}{\pi E} a_{12} \cos 2\theta \int_{\Omega} K_{11}(R, R') P_0(R') dR' + f_1(\varphi) (BP_0(R) - G_0(R)) + G_1(R, \varphi)$$

$$K_{11}(R, R') = \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(2n-1)!!}{2n!!} \right]^2 \left[-\frac{2}{2n-1} \right] \left(\frac{R'}{R} \right)^{2n+1}, & R' < R; \\ \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(2n-1)!!}{2n!!} \right]^2 \left[\frac{2}{2n+2} \right] \left(\frac{R}{R'} \right)^{2n}, & R' > R. \end{cases} \quad (20)$$

Вдавливание кольцевого штампа при нелинейном законе трения и шероховатости. Рассмотрим нелинейный закон трения, представляющий собой степенную зависимость трения от нормального давления $\tau = kq^k$ [2]. Обозначая

$$k = \varepsilon_1 \left[(1 - \nu^2) / (\pi E) \right]^{k_1 - 1}, \quad B_1 = \frac{B \pi E}{(1 - \nu^2) b}, \quad \frac{1 - \nu^2}{\pi E} p(\rho, \theta) = \varphi(\rho, \theta), \quad \varepsilon = \varepsilon_1 \tilde{\lambda}. \quad (21)$$

Получаем интегральное уравнение для определения функции $\varphi(\rho, \theta)$

$$B_1 / (2\pi) \cdot \varphi(\rho, \theta) + \frac{1}{2\pi b} \int_S \frac{1}{r} \left[\varphi(\rho', \theta') + \varepsilon \varphi^{k_1}(\rho', \theta') \frac{\rho \cos \theta - \rho' \cos \theta'}{r} \right] dS = g(\rho, \theta) + \frac{1}{2\pi b}. \quad (22)$$

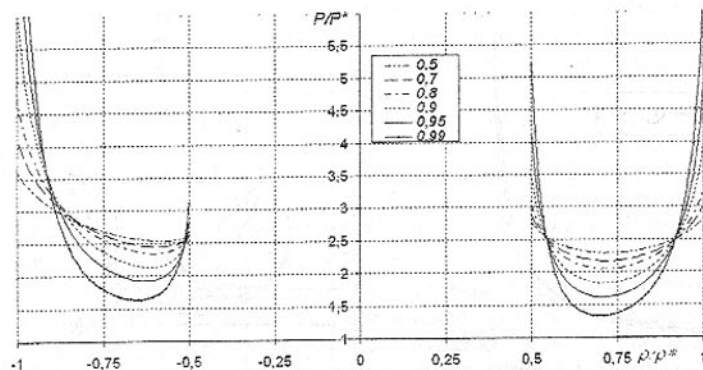


Рис. 8. Графики зависимости распределения давлений под кольцевым штампом от коэффициента шероховатости при нелинейном законе трения

Применяя кубатурные формулы приближенного вычисления интегралов, уравнение (22) приводим к системе нелинейных алгебраических уравнений, которую можно решать методом последовательных приближений по формуле (16), переходя к параметрам α и λ для случаев слабой и сильной шероховатости.

Графики, отображающие зависимость распределения давления p/p^* под плоским кольцевым штампом для нелинейного закона трения от шероховатости упругого полупространства изображены на рис. 8 в сечениях $\theta=0$ и $\theta=\pi$ для значений параметров $\eta=0,3$, $k_1=0,61$; $\varepsilon=0,057$; $a/b=1/2$ и значений параметров шероховатости $\alpha=0,5; 0,7; 0,8; 0,9; 0,95; 0,99$ с учетом первых двух приближений.

Поверхности распределения давлений p/p^* для плоского кругового и кольцевого штампов при нелинейном законе трения приведены на рисунках 9-12.

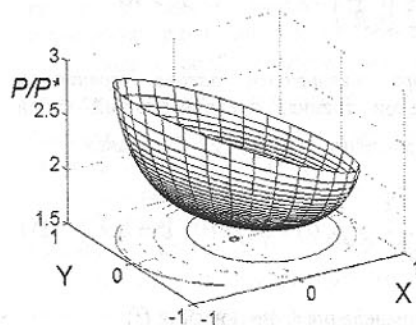


Рис. 9. Поверхность давлений под круговым штампом; «слабая» шероховатость, нелинейный закон трения

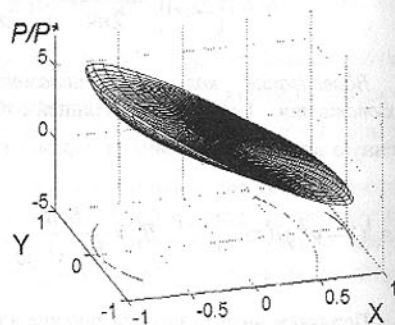


Рис. 10. Поверхность давлений под круговым штампом, нелинейный закон трения, при нарушении равновесия

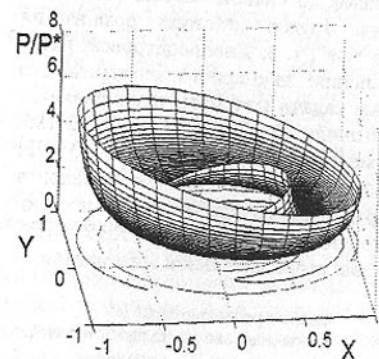


Рис. 11. Поверхность давлений под кольцевым штампом; «слабая» шероховатость, нелинейный закон трения

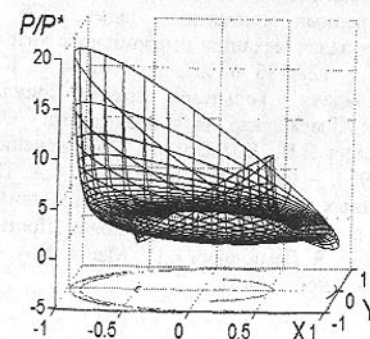


Рис. 12. Поверхность давлений под кольцевым штампом, нелинейный закон трения, при нарушении равновесия

На рис. 9 для кругового штампа при значениях параметров $\eta=0,3$, $k_1=0,61$; $\varepsilon=0,057$, $\alpha=0,7$. На рис. 11 – для кольцевого штампа при $a/b=1/2$; $\eta=0,1$, $k_1=0,61$; $\varepsilon=0,057$, $\alpha=0,9$. Поверхности распределения давлений при нарушении уравнения равновесия приведены на рис.10 (круговой штамп - для $\eta=0,1$, $k_1=0,4$; $\varepsilon=0,15$, $\alpha=0,7$), на рис.12 (кольцевой штамп - для $a/b=1/2$, $\eta=0,1$, $k_1=0,61$; $\varepsilon=0,15$, $\alpha=0,99$).

Вывод. С помощью применения разложения интегралов со слабой особенностью предложены методы решения контактных задач с учетом трения, шероховатости упругого полупространства для неизвестной площадки контакта, зависящей от коэффициента трения. Решены конкретные примеры, из которых видно, что с увеличением шероховатости происходит выравнивание распределения давлений под штампом, уменьшается максимальное и увеличивается минимальное давления. Наличие трения влияет на несимметричность распределения давления, которая при определенных условиях может привести к отрыву или опрокидыванию штампа. Для малых коэффициентов трения достаточно первых двух приближений полученного аналитического решения контактной задачи с учетом трения.

Рассмотренные задачи находят практическое применение в машиностроении, робототехнике, строительстве и др., где при математическом моделировании деформированные в результате технологических погрешностей или эксплуатации, особенно в условиях агрессивной среды, круговые и кольцевые опоры, элементы конструкций заменяются близкими к круговым, кольцевым

Список литературы: 1. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение, 1988.-256 с. 2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбатов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 576с. 3. Дырда В.И., Шишканова А.А. Математическое моделирование подвижного эластостатического контакта при двучленном законе трения. // Вестник СевГУ. – Выпуск 8. Механика, энергетика, экология / сборник трудов. – Севастополь: СевГУ, 1997. – С. 32-37. 4. Шишканова А.А. К использованию потенциалов простого слоя при математическом моделировании в технических системах. //Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Межд. сб. трудов. – Донецк: ДонГУ, 2002, – С.189-194.

5. Шишканова А.А. О методе вычисления интегралов со слабой особенностью для пространственных контактных задач. //Сб. науч. трудов „Методи розв'язання прикладних задач механіки деформівного твердого тіла”, т. 5, Днепропетровск: ДНУ, 2003, – С. 127-136 6. Шишканова А.А. К решению двумерного интегрального уравнения задачи о кольцевом штампе. Прикладные задачи математики и механики. Материалы XI междунар. науч.-практ. конф. – Севастополь: СевГТУ, 2002. – С.182-185. 7. Канторович Л.В., К.И.Крылов. Приближенные методы высшего анализа. – М.-Л.: ГИТТЛ, 1950. – 695 с. 8. Шишканова А.А. Применение разложения потенциалов в приближенных методах решения интегральных уравнений со слабой особенностью. И.А. Тези доповідей міжнар. наук. конф. Шості Боголюбівські читання, К.: КНУ, ЧНУ, 2003, - С.246. 9. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. – М.: «Наука», 1966. – 664 с.

Сдано в редакцию 19.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

UML STATECHARTS AND PETRI NETS MODEL COMPARISON FOR SYSTEM LEVEL MODELLING

Labiak G., Miczulski P. (JIE, UZ, Zielona Góra, Poland)

The system level modelling can be carried out with using some miscellaneous models. Two of such models are UML statecharts and Petri nets. The main goal of this paper is to show the common features and the main similarities and differences between UML statecharts and Petri nets and point out the mutual relationship between these models.

Introduction. Recent advances in information technology caused that embedded systems gain more and more popularity. This situation poses a new challenge to modern engineers, forcing them to pay particular attention on functionality of the system under design [4][6]. For average potential end-user functionality is ultimate determinant of satisfaction gained from acquired device. Hence, system level modelling, where functionality is a focal point, carried through in thoughtful and thorough way has decisive impact on final commercial and market success of a designer and his company.

System level modelling. The system level modelling can be carried out with using various approaches, concerning different aspects like activities, behaviour or modules [6]. Every aspect is essential, but it seems that behavioural model plays central role affecting modules and activities and controls data exchange. Modelling behaviour often is realised by engineers with strong support of contracting party. The latter usually does not have technical education, he rather knows what a system should perform than how, and yet modelled behaviour can be very complex. Hence, from one side, desired behaviour modelling methodology should be “capacious” enough to model complex behaviour and from the other side, easy to understand for non-specialist, to document project. These rather opposite requirements have been met in Petri nets and statecharts.

Historically, Petri nets have been created as a mathematical model of concurrent computation [8]. Basically, Petri nets are natural extension of sequential automata and their great appeal is intuitive graphical notation. In this model local states are depicted as circles and transition as bars, interconnected with oriented arcs, which determine direction of control flow. Today Petri nets gained numerous applications, for example, in modelling logistic systems, databases and in designing real time digital controllers of embedded systems. The main drawback of Petri nets is lack of means which support abstract modelling, it means that designer is always forced to deal with the smallest details (place, transition) instead of general notions, which

prevent from top-down approach. This disadvantage was a main motivation for developing of statecharts. Statecharts were invented as a visual formalism for complex systems [5]. Similarly to Petri nets, they offer support for sequential automata and concurrency. But differently from Petri nets, they provide means for hierarchy, with the help of it a designer can apply top-down approach. Graphically, embedding state transition graph of sequential automaton within boundary of compound state represents hierarchy. In case of concurrency, in diagram, two or more sequential automata are separated with dashed line. Actually, statechart diagrams are mainly known as graphic notation in UML technology, where they are used in program object modelling [9], but their popularity is growing rapidly.

Since their conceiving Petri nets have been subjected very thorough research, which yielded solid mathematical apparatus and numerous algorithms and techniques of various application domains. Their syntax and semantics is firmly established, especially taking into account their application in digital controller design [1][3]. In this regard statechart diagrams are still premature. There are still some syntax and semantics issues, which needs to be resolved. It seems that researching statecharts it is worthily to know Petri nets theory and relationship between the methodologies.

Behavioural characteristics. This chapter presents main characteristic of UML statecharts and hierarchical Petri nets. Sequentiality, concurrency, hierarchy of states, communication and synchronisation issues of both semantics are compared.

Sequentiality. Sequentiality means activity at most one state of automaton and there is no essential difference between the models (Fig. 1).

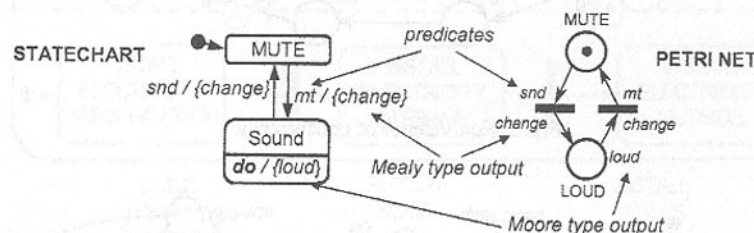


Fig. 1. Equivalence of sequential automata

A single state of UML Statechart directly responds to a place in Petri net. For example the states *NORMAL* and *TVTEXT* (*MUTE* and *LOUD* also) in statechart diagram are places in Petri nets. Fig. 1 depicts, so called, interpreted Petri nets, it means that the net through reaction on input signals generates output signal to its environments. Depending on how generated signals (or events) are assigned to places or transitions, there are two kind of interpreted Petri nets, respectively, Moore and Mealy type. In both notations Mealy's output are those events associated with transitions. When transition fires event or events are broadcasted. To fire transition it is necessary to fulfil predicate imposed on transition. Moore type output are those assigned to states or places. As long as a place or state is active, event or events assigned to it are broadcasted. In case of UML statecharts it is executed by *do* action.

Concurrency. The concurrency means activity two or more sequential automata simultaneously and is equally obvious like sequentiality.

Fig. 2 (statechart taken from [9]) depicts the main idea of equivalence of concurrency between two models. Transition *T1* represents forking control in two separate sequential automata, while transition *T2* joins control. Transition *T2* also synchronise these two automata, it means that state or place *CLEANUP* will be active after both states *A2* and *B2* are

active. It is essential to recollect, that transition is enabled when every input place (state) has a token (is active) and that firing transition removes tokens (activity) from its all input places (states) and transfer them (activity) to its all output places (states).

Hierarchy. Hierarchy is powerful methodology, which allows dealing with complexity in elegant manner. Behaviour can also be modelled in hierarchical way, as a result yielding relation between more overall behaviour and its more detailed subordinated behaviours.

As far as grouping behaviour is concerned both methodology offer equally convenient measures. In statecharts case there are composite states that other automata (sequential or concurrent) representing behaviours can be ascribed. In Petri nets specified behaviour can be arranged in structure of interconnected macros called macronet [3].

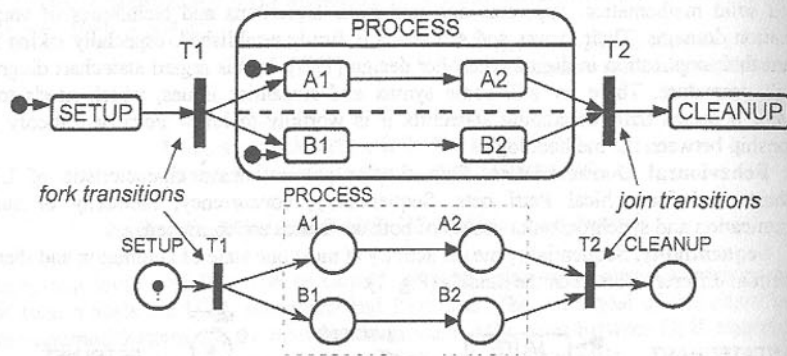


Fig. 2. Equivalence of concurrency

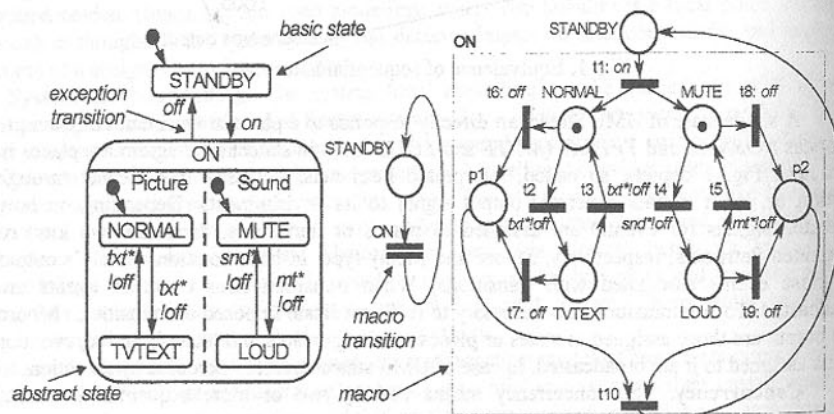


Fig. 3. Statechart with hierarchy and equivalent Petri net

The main difference between those two methodologies relies on modelling transition, which remove activity from states subordinated to its source state and transfer it to the target

state. Transitions of this type sometimes are called abstract or exception transitions. To describe this case in statecharts, it is enough to draw one arc. Transition from state ON to state STANDBY (Fig. 3) can serve as an example. To realise this in Petri nets with macros, it is necessary to introduce additional transitions (t6, t7, t8, t9 and t10) and places (p1, p2) which, when event off come, transfer token to the place STANDBY located outside macro ON [7].

Synchronisation and communication. The standard means of synchronisation of concurrent processes is synchronisation transition (see also chapter 0 and

Fig. 2), which finishes some concurrent processes.

Sometimes, besides simultaneous ending parallel processes, there is a necessity to assure their synchronous run, for example, when one region leaves a particular state before another region can enter a particular state. In Fig. 4 (statechart taken from [9]) is shown that before electricity can be installed in frame of a building, the frame must be built. In UML statecharts it is realised by means of pseudo states called *synch states* (oval with a star inside, located on a border of two concurrent regions) and fork and join transitions. In classic Petri net [8] synch states are replaced with helper places.

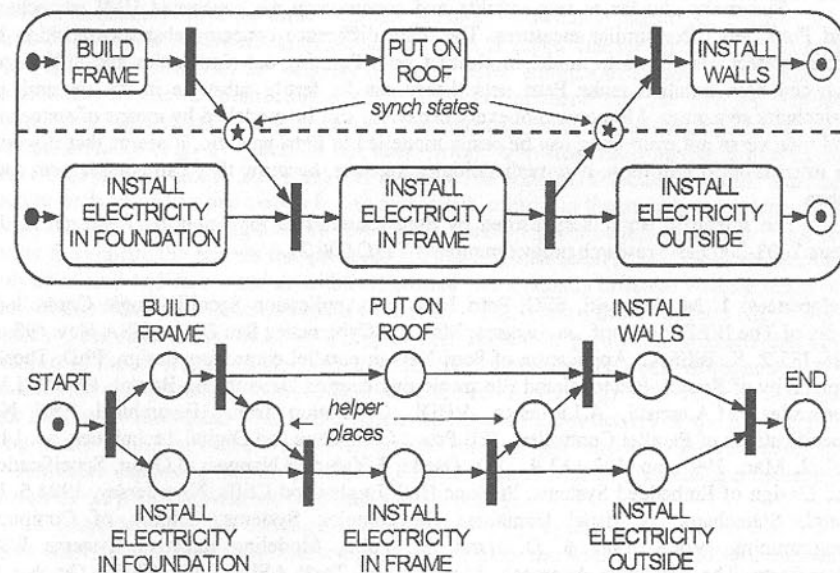


Fig. 4. Example of automata synchronisation

In case of Petri nets used for digital controller design [1][2][3], the same behaviour can be achieved by inhibitor and enabling arcs. An inhibitor arc allows the absence of token in a place to be tested, and so it disables a transition when the place has token. An enabling arc is used to test for the presence of token in a place, and so it enables a transition when the place has token. In comparison with classic Petri net, this solution can decrease hardware resources consumption.

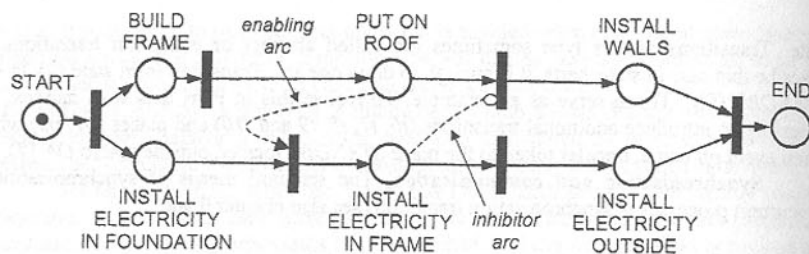


Fig. 5. Petri net with inhibitor and enabling arcs

The main communication means are events or in case of hardware implementation signals. Events are mainly generated through firing transitions or through action assigned to state. UML statecharts offer yet another possibility for generating events. Every state can be attributed entry action and exit action, it means that set of events is broadcasted when, respectively, state is activated or loosing activity. Generated events can be part of predicates imposed on transition, thus can serve as simple synchronisation mechanism.

Summary. As far as sequentiality and concurrency are concerned UML statecharts and Petri nets offer similar measures. The main difference concerns abstract transition by which statecharts allows to model in abstract way. Pointing out similarities and differences between both notation make Petri nets theory can be fertile substrate in the research on statecharts semantics. Moreover, not every behaviour can be modelled by means of statecharts and vice versa not everything can be easily modelled in Petri nets. So, it seems that it would be interesting to join those two methodologies together, because, they can complement each other.

The scientific work is sponsored by State Committee for Scientific Research in the years 2003-2005 as a research project number 4 T11C 006 24.

References: 1. M. Adamski, SFC, Petri Nets and Application Specific Logic Controllers, Proc. of The IEEE Int. Conf. on Systems, Man and Cybernetics San Diego, USA Nov. '98, ss 728-733 2. K. Biliński, Application of Petri Nets in parallel controllers design, PhD. Thesis, University of Bristol, Electrical and Electronic Engineering Department, Bristol, 1996 3. J.M. Fernandes, M.Adamski, A.J.Proenca, VHDL Generation from Hierarchical Petri Net Specifications of Parallel Controllers, IEE Proc.: Computers and Digital Techniques, no. 144, vol. 2, Mar., 1997, pp. 127-137 4. D.D. Gajski, F.Vahid, S.Narayan, J.Gong, Specification and Design of Embedded Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1994 5. D. Harel, Statecharts: A visual formalism for complex Systems, Science of Computer Programming, Vol.8, 1987 6. D. Harel, M. Politi, Modeling Reactive Systems With Statecharts: The Statemate Approach, McGraw Hill Text; ASIN: 0070262055; October 8, 1998 [54] 7. G. Łabiak, Modelling Statecharts Diagram by Means Of Petri Nets, VI International Conference on Advanced Computer Systems, Szczecin – Poland 1999, pp. 253-259 8. C. A. Petri, Kommunikation mit Automaten, Ph.D. thesis, Technical University of Darmstadt, 1962 9. UML Resource Center, Rational Software Corporation 2002, <http://www.rational.com/uml/resources/documentation>

Сдано в редакцию 14.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

STRUCTURE OF LUSTROUS CARBON

Buchtele J. (IRSM AS-CR, Praha, Czech Republic), Jelínek P. (VŠB – TU, Ostrava, Czech Republic), Fiala J., Němeček S., Kříž A. (NTC – ZČU Plzeň, Czech Republic)

With the aim to understand the nature and origin of the lustrous carbon, which plays an important role in the production of castings from graphitizing alloys, we decomposed coal with different additives in a laboratory reactor studying the structure, composition, morphology, and various properties of a number of pyrolytical products obtained in this way. The results of our analysis suggest that the lustrous carbon nucleates epitactically on the quartz grains which makes it compact and firmly sticking on the quartz preserving it thus from the direct contact with the molten metal.

1. Introduction. The lustrous carbon (LC) is produced by thermal degradation of carbonaceous substances in sand molds. It precipitates from the gaseous phase of the pyrolytical products onto the surface of quartz grains in the form of thin submicrometer layers (Fig.1). Preventing metal from a direct contact with the molding sand, it improves the surface quality of castings [1-9]. Although described by a number of foundrymen over the years, the structure of lustrous carbon has not yet been satisfactorily identified. Usually, it is said to be somewhere between graphite and soots. It is stated that the structure of lustrous carbon is more regular than the structure of the so called amorphous carbon (AC), which is also produced by thermal destruction of carbonaceous components together with the lustrous carbon. This „amorphous carbon“ forms disconnected intergranular aggregates of tiny spherical particles (Fig. 2) which do not stick firmly to quartz grains having therefore no effect on the casting surface finish and peel [10-12]. The principal difficulty involved with the structure analysis of lustrous carbon in situ is its small content in the moulding mixture. That is why we went on producing lustrous carbon in a special high throughput laboratory reactor in order to simulate the process that proceeds in moulding mixtures [12, 13]. And, in fact, the pyrolysis of coal and carbonaceous additives created two evidently different volatile forms of carbon in this reactor, a lustrous, metallic form (MF) – Fig. 3 and a lustreless form (LF) – Fig. 4, which precipitate on the walls of the pyrolyzer. These two pyrolytical products that are developed in the laboratory reactor in a considerable quantity can be easily distinguished by their different appearance. We studied their structure and morphology with the hope that this might help us to understand what is the difference between the structures of the LC and AC arising in the moulding mixture and what are the (thermal and aerodynamic) conditions of their formation supposing that the LC and AC are analogous with the lustrous and lustreless deposits of the pyrolytical carbon constituted in our reactor.

2. Experimental. We investigated the products of pyrolysis of a bituminous coal from Ostrava-Karvina coal district as received from mine Dukla and with 10% or 20% of various additives: coal-tar pitch, natural resin, indene-coumarone tar fraction and gilsonite (Table 1), to simulate the composition of carbonaceous components of mould mixtures. These matters were thermally decomposed in our apparatus (Fig.5) in a two-step process: During the first stage, the sample has been degassed in a vertical column at the temperature of 900°C, leaving behind coke residue (CR). Subsequently, in course of the second stage, the volatile products of pyrolysis were pyrolyzed once more, now at 1100°C, in a horizontal column. The resulting pyrolytical carbon deposited on the walls of the horizontal column was subsequently separated into two parts: the lustrous and the lustreless fractions. The lightest fracture of the volatile pyrolytical products runs away from the horizontal column and gets caught only in a flask placed just before the cooler: we call it “fly carbon” (FC).

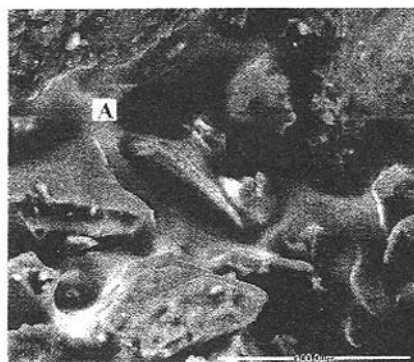


Fig. 1. Smooth thin layer of the lustrous carbon A in the foundry mould.

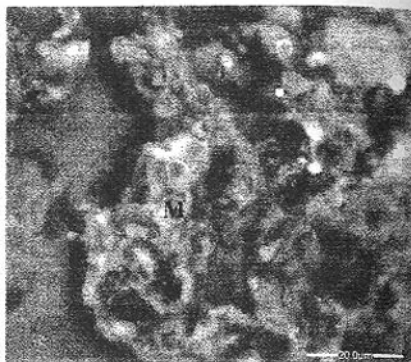


Fig. 2. Globular aggregate of the amorphous carbon M in the foundry mould.

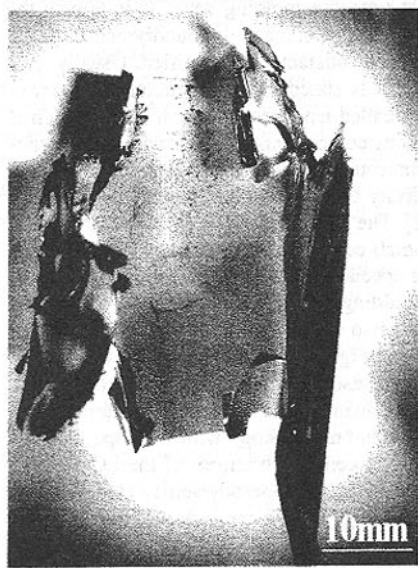


Fig. 3. Lustrous, metallic form of pyrolytical carbon grown in the reactor.



Fig. 4. Lustreless carbon deposited in the reactor.

For the four pyrolytical products (coke residue CR, metallic form MF and lustreless form LF of pyrolytical carbon deposited on the wall of the horizontal reactor, and fly carbon FC) from each of the nine carbonaceous matters listed in the Table 1, we determined their elemental composition, aromaticity, oxi-reactivity (the temperature of the maximum of the DTA-peak due to the burning of the sample in the air), real density, the volume and the surface of micropores and three structural parameters deduced from the x-ray diffraction measurements: crystallite size, interlayer spacing and displacement of carbon atoms along the direction perpendicular to the stacked layers of carbon atoms. The crystallite size, or, more exactly, the size of the coherent scattering domains (blocks or regions where the diffracting elements are suitably oriented, so that they scatter coherently) along the direction

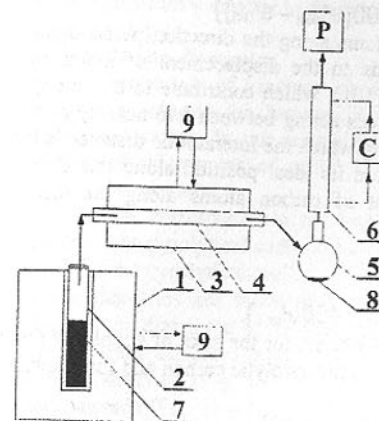


Fig. 5. Chart of the two-stage pyrolytic unit: 1 = vertical tubular furnace; 2 = vertical quartz reactor; 3 = horizontal tubular furnace; 4 = horizontal through-flow quartz reactor; 5 = flask receiving liquid products and fly carbon; 6 = cooler; 7 = charge (bituminous coal with additives); 8 = fly carbon; 9 = programmed temperature controller; P = gas holder; C = cooling (ethanol).

diffracted intensity I there holds in general

$$I \sim \exp(-4\pi^2 u^2 d^2)$$

Table 1. Materials used for pyrolysis

Material number	Coal and additives
1	only coal
2	90% coal + 10% coal-tar pitch
3	80% coal + 20% coal-tar pitch
4	90% coal + 10% natural resin
5	80% coal + 20% natural resin
6	90% coal + 10% indene-coumarone tar fraction
7	80% coal + 20% indene-coumarone tar fraction
8	90% coal + 10% gilsonite
9	80% coal + 20% gilsonite

Where u is the root mean square displacement of atoms from their ideal equilibrium positions along the direction normal to the reflecting family of crystallographic planes which has the interplanar spacing d [15-17]. In particular, this yields

perpendicular to the layers of carbon L has been determined from the broadening of the diffraction line (002) [4, 10, 14]. The interlayer spacing $d(002)$ was calculated from the position of the (002) reflection. The x-ray diffraction measurements were performed with an INEL diffractometer using Ge(111)-monochromatized $\text{CuK}\alpha$ radiation and a 500 mm diameter position sensitive detector with 120° width of 2θ -angle range and 8192 channels.

We have found that the values of L and $d(002)$ for the metallic and lustreless forms MF and LF of the volatile pyrolytic products differ only slightly. These structural parameters are hence unsuitable for the discrimination between the MF and LF. Therefore we started to look for some other aspect in which the diffraction patterns of MF and LF would essentially vary. And we came across the ratio $x = I(004)/I(10)$ of the intensity $I(004)$ of the diffraction line (004) and the intensity $I(10)$ of the diffraction band (10) the values of which for the metallic form MF and the lustreless form LF of the pyrolytical carbon differ significantly, being much higher for the MF than for the LF. The variety of the intensity values I of the diffraction lines of MF and LF shows that these phase differ considerably in the arrangement of carbon atoms in the unit cell of their crystal structure. For the

$$x = I(004)/I(10) = \exp\{-1400[u^2_{(004)} - u^2_{(10)}]\}$$

where $u^2_{(004)}$ is the mean square displacement of atoms along the direction perpendicular to the stacked carbon layers while $u^2_{(10)}$ corresponds to the displacement of atoms in the direction perpendicular to plane families (100) or (101), which contribute to the integrated intensity $I(10)$ of the diffraction band (10). The forces acting between two near-by atoms in the direction normal to the lattice family (004), along which the interatomic distance is large, will be small and therefore displacing an atom from its ideal position along this direction requires much less energy than the displacement of carbon atoms along the direction perpendicular to (100) or (101). Therefore

$$u^2_{(10)} \ll u^2_{(004)}$$

which gives

$$x = I(004)/I(10) \approx \exp[-1400u^2_{(004)}].$$

In what follows, we shall leave out the index (004) writing for the sake of simplicity just u^2 instead of $u^2_{(004)}$. The ratio of the values of x_{PC} and x_G for pyrolytic carbon and for graphite is then

$$x_{PC}/x_G = \exp[-1400(u^2_{PC} - u^2_G)]$$

Where u^2_{PC} or u^2_G is the mean square displacement of carbon atoms in the direction perpendicular to the stacked carbon layers in the case of pyrolytic carbon or graphite, respectively. As we know the value of $u_G = 0.009$ nm from literature [18] and the value of $x_G = [I(004)/I(10)]_{GRAPHITE} = 1.76$ from our measurement of a sample of natural Korean graphite (Fig. 6), we can write immediately

$$u \text{ [nm]} = 0.0090 + 0.0268 \sqrt{\ln(1.76/x)}$$

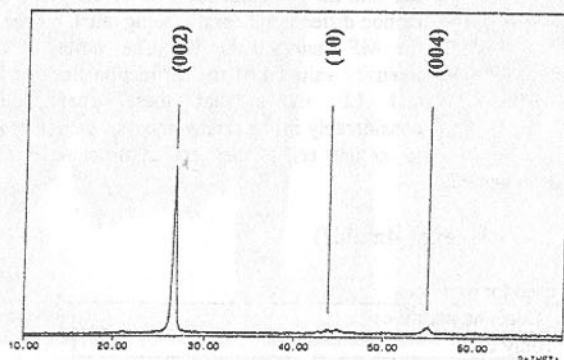


Fig. 6. Diffraction pattern of a sample of natural Korean graphite using $\text{CuK}\alpha$ radiation.

In this way, by measuring the ratio $x = I(004)/I(10)$ of the intensity $I(004)$ of the diffraction line (004) and the intensity $I(10)$ of the diffraction band (10), we determined the displacement u of carbon atoms along the direction perpendicular to the stacked carbon layers which was found

to be significantly smaller in the metallic form of the volatile pyrolytical products than in their lustreless form.

3. Results and discussion

The results of analyses are in Tables 2 and 3, from which it is seen that the largest difference between the lustrous, metallic form (MF) and the lustreless form (LF) of the pyrolytical carbon in our reactor is in porosity: LF is a porous material with the average surface of micropores of about $180 \text{ m}^2 \text{ g}^{-1}$ while the MF is a compact material without measurable porosity.

This corresponds to the external appearance of MF and LF. The lustrous, metallic mode of the pyrolytical carbon (MF) forms bright compact layers (Fig. 3) while the lustreless mode of the pyrolytical carbon (LF) forms brittle, matt, and snatchy deposits (Fig. 4, Fig. 7). These deposits are made of dendritic aggregates sticking on the substrate very weakly (Fig. 8) and drawn out in the direction of streaming pyrolytical products which settle down on the dendrites and form branchlets and drifts depicted in Fig. 9. The MF has a very compact, layered structure (Fig. 10, 11) reminding of the appearance of the lustrous carbon (LC) in sand moulds (Fig. 1) while the dendrites of the LF (Fig. 12, 13) are composed of small balls, with the size of about $4 \mu\text{m}$ (Fig. 14) reminding of the appearance of the „amorphous carbon“ (AC) in the foundry moulds (Fig. 2).

The greatest difference in crystal structure between the MF on the one hand and the LF, FC, and CR on the other hand consists in the size of the random displacements u of atoms in the direction perpendicular to the stacked carbon layers from their ideal positions in the plane of these layers: these displacements in the MF are substantially smaller than in the LF, FC, and CR. There is no significant difference between the LF and FC in this respect; the value of u in the CR is a bit greater than in the LF (or FC). The interlayer spacings $d(002)$ in the MF and the LF are equal in size, while in the FC and CR they are a bit greater. The size of mosaic blocks in the structure of MF and LF is the same (about 11 layers of stacked carbon atoms) while in the FC and CR, the mosaic blocks are a bit smaller (containing about 5 layers of carbon atoms).

Table 2. Porosity

sample no.	volume of micropores [gcm^{-3}]			
	V_{micro}			
	CR	LF	MF	FC
1	0,060	0,011	NM	0,033
2	0,063	0,013	NM	0,044
3	0,046	0,011	NM	0,053
4	0,090	0,010	NM	0,082
5	0,086	0,013	NM	0,078
6	0,089	0,016	NM	0,099
7	0,074	0,009	NM	0,084
8	0,083	0,010	NM	0,082
9	0,070	0,013	NM	0,092
mean	0,0734	0,0118	NM	0,0719

NM = non-measurable

Table 3. Three structural parameters deduced from x-ray diffraction measurement:

L = crystallite size (height) along the direction perpendicular to graphenes (stacked layers of carbon atoms);
d (002) = interlayer spacing (inter-graphene spacing, spacing between the stacked layers of carbon atoms);
u = displacement of carbon atoms along the direction perpendicular to graphenes (stacked layers of carbon atoms)
 $\pm(90\%)$ = half-width of the 90% confidence interval

sample no.	crystallite size [nm] L				interlayer spacing [nm] d (002)			
	CR	LF	MF	FC	CR	LF	MF	FC
1	1,6	3,9	3,9	1,6	0,3562	0,3489	0,3528	0,3587
2	1,5	3,5	3,5	1,6	0,3563	0,3536	0,3540	0,3566
3	1,8	3,5	3,7	1,6	0,3562	0,3522	0,3508	0,3603
4	1,6	3,5	3,9	1,6	0,3540	0,3510	0,3486	0,3586
5	1,6	3,7	4,1	1,5	0,3564	0,3539	0,3549	0,3583
6	1,6	4,0	3,5	1,6	0,3560	0,3546	0,3545	0,3603
7	1,6	3,9	3,9	1,5	0,3560	0,3537	0,3496	0,3573
8	1,3	3,5	3,6	1,5	0,355	0,3535	0,3514	0,3599
9	1,7	3,7	3,5	1,6	0,3562	0,3530	0,3513	0,3560
mean	1,60	3,69	3,73	1,57	0,3559	0,3527	0,3520	0,3520
t(90%)	0,09	0,12	0,14	0,03	0,0004	0,0011	0,0014	0,0010

sample no.	atomic displacement [nm] u			
	CR	LF	MF	FC
1	0,0496	0,0476	0,0356	0,0467
2	0,0498	0,0553	0,0353	0,0474
3	0,0513	0,0455	0,0377	0,0464
4	0,0516	0,0477	0,0413	0,0483
5	0,0507	0,0509	0,0396	0,0469
6	0,0515	0,0515	0,0379	0,0473
7	0,0516	0,0459	0,0400	0,0471
8	0,0487	0,0500	0,0403	0,0466
9	0,0522	0,0506	0,0385	0,0472
mean	0,0508	0,0494	0,0385	0,0471
t(90%)	0,0007	0,0019	0,0013	0,0004

From the differences between the porosity, morphology and crystal structure of MF and LF we deduce that these two forms of pyrolytical carbon nucleate and grow by different mechanism. The LF nucleates homogeneously in the gas phase, while the MF nucleates heterogeneously on the solid substrate. The homogeneous nature of the nucleation of the LF makes it clear why this form of the pyrolytic carbon is constituted from small balls. These balls created in the streaming steam-gaseous phase settle on the reactor walls, forming dendritic aggregates (Fig. 8, 9). As a consequence of the spherical shape of the LF nuclei, the binding capacity of the carbon atoms on their surface is mutually saturated which diminishes



Fig. 7. Lustrous form (LF) of pyrolytical grown in the reactor



Fig. 8. Scrappy deposit of lustrous carbon grown in the reactor pyrolytical carbon LF on the wall of our reactor.

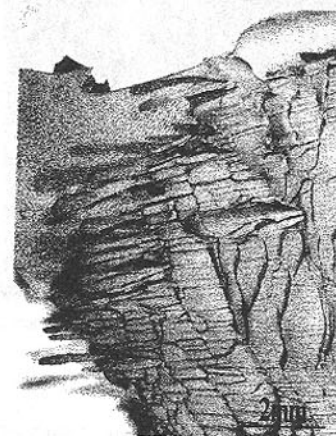


Fig. 9. Branchlets and drifts of the lustrous carbon (LF) deposited from the volatile pyrolytical products

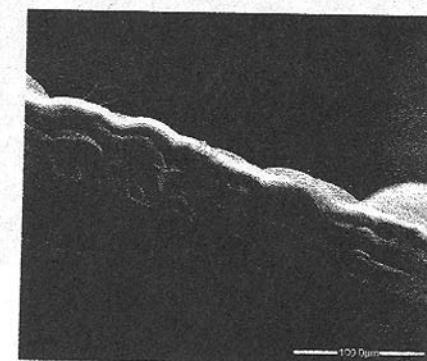


Fig. 10. The highly compact texture of the form lustrous, metallic form of the pyrolytical stream of the carbon (MF) grown in our reactor.

the cohesion of the spherical aggregate and makes its adhesion to substrate negligible. The MF nucleates heterogeneously on the solid substrate which can be inferred from its



Fig. 11. Detailed view on the layered texture of the lustrous, metallic form (MF) of pyrolytical carbon grown in the reactor.

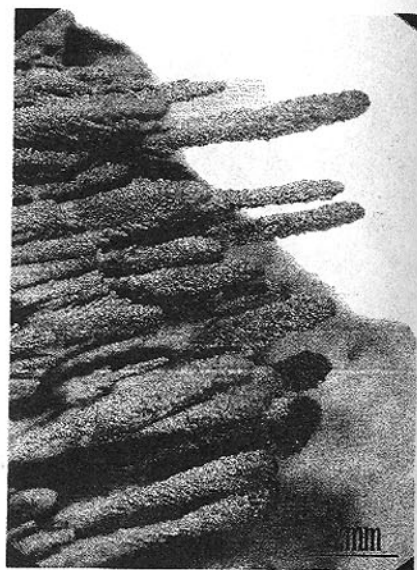


Fig. 12. Detailed view on stalks of the lustreless pyrolytical carbon LF growing in our reactor.

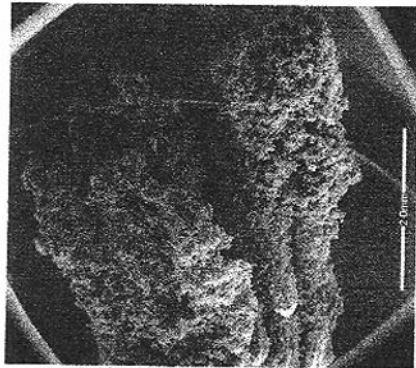


Fig. 13. The lustreless pyrolytical carbon (LF) produced in our reactor is not compact. It is a sparse aggregate of separated particles.

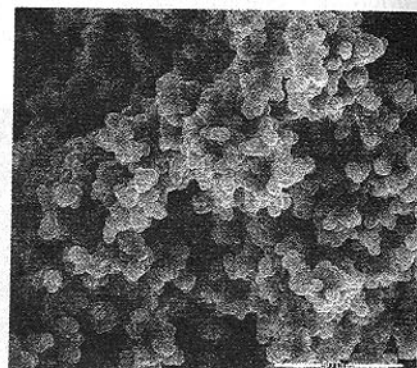


Fig. 14. The lustreless carbon (LF) deposited in our reactor from the volatile pyrolytical products is composed of spherical particles.

compactness and layered nature (Fig. 3, 10, and 11). Decisive evidence that the nucleation of MF is heterogeneous results from the order we found by x-ray diffraction in the structure of MF which is much more regular than the structure of the LF. The order in the structure of the MF is due to the epitaxial relation between the MF and the quartz on which the nuclei of the MF form being influenced by the regular structure of quartz. The epitaxial relation applies as a consequence of the structural similarity between quartz and graphite-like structure of pyrolytical carbon. This resemblance, expressed by the proximity of the values of the

interplanar spacing of the graphite (002) lattice family – 0.335 nm – and quartz (101) lattice family – 0.334 nm, makes the surface tension between these two substances – when suitably oriented – very low. This epitaxial relation results, first, in a good adhesion of MF grown in our reactor as well as the LC, forming in the foundry mould, to the substrate, which is of a large technological importance with respect to the surface quality of castings. The second consequence of the epitaxial relation between the MF (LC) and the quartz substrate on which the MF and LC nucleate is the compactness, which is much better in MF (LC) than in LF (AC). During the growth of the pyrolytical carbon, the structure distortions, much more numerous in LF (AC) than in MF (LC), accumulate which finally leads to the loss of coherency [19-23] limiting thus the size of the mosaic blocks and reducing the cohesiveness of the aggregate developed in this way. Further immediate consequences of this different origin are greater density, higher chemical purity and smaller oxi-reactivity of MF (LC) in comparison with LF (AC).

Conclusion. The results of our experiments suggest the following idea on the nature and origin of the lustrous carbon (LC). The LC precipitates from the volatile pyrolytical products of carbonaceous matters nucleating heterogeneously on the quartz grains. Due to the epitaxial relation between the LC and the quartz, the structure of the growing LC is rather regular. It sticks much more firmly on the sand grains being at the same time more compact than the AC which nucleates homogeneously in the steam-gaseous phase, having therefore much less ability to isolate the sand from the molten metal than the LC.

Acknowledgements. This paper is based upon work sponsored by the Ministry of Education of the Czech Republic under research and development project LN00B084.

- References:** 1. Kolorz A, Löhberg K. Giesserei, techn. wiss. Beih. 1963; 15: 191-209. 2. Kolorz A, Orths K. Giesserei 1964; 51: 723-729. 3. Heinze G. Giesserei 1966; 53: 449-455. [4] Nemetschek T, Otte MU. Brenst.-Chemie 1960; 41: 161-165. 5. Boenish D, Patterson W. Giesserei 1967; 54: 465-471. 6. Bindernagel I. Giesserei 1968; 55: 97-100. 7. Bindernagel I, Kolorz A, Orths K. Giesserei 1974; 61: 190-197. 8. Hespers W. Giesserei 1972; 59: 765-770. 9. Warnich E, Röben D, Giesserei 1975; 62: 542-546. 10. Murza-Mucha P, Kaczorowski M, Kucharczyk J. Giesserei-Forschung 1978; 30: 121-128. 11. Buchtele J, Jelínek P. Slévárství 1988; 46: 94-98. 12. Jelínek P, Mikšovský F, Buchtele J, Szromek P. Acta Metallurgica Slovaca 1998; 4(2): 27-34. 13. Jelínek P, Buchtele J, Mikšovský F, Straka P. Acta Metallurgica Slovaca 1998; 4(2): 71-78. 14. Becherer G, Kleinschmidt H, Müller L. Zeitschrift für physikalische Chemie 1962; 220: 279-283. 15. Guinier A. Théorie et technique de la radiocristallographie. Moskva: Russian Edition, GIFML, 1961: 428-445. 16. Warren BE. X-ray Diffraction. Reading: Addison-Wesley; 1969: 151-205. 17. Schwartz LH, Cohen JB. Diffraction from Materials. Berlin: Springer; 1987: 116-118. 18. Ruland W. Chemistry and Physics of Carbon. Edited by P.L. Walker, Jr. New York: Marcel Dekker; 1968: Vol.4, 33. 19. Hosemann R, Bagchi SN. Direct Analysis of Diffraction. Amsterdam: Matter. North Holland; 1962: 302-353. 20. Hosemann R, Vogel W, Weick D. Acta Crystallographica 1981 A 37: 85-91. 21. Hindele A M, Hosemann R. Journal of Physics 1988; C 21: 4155-4170. 22. Hosemann R. Progress in Colloid and Polymer Science 1988; 77: 15-25. 23. Fiala J. Silikáty 1992; 36: 49-57.

Сдано в редакцию 19.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

MECHANICAL RUNOUT DECREASE POSSIBILITIES BY SLIDE DIAMOND BURNISHING OF ROTOR JOURNAL TRACKS

Mieczysław KORZYŃSKI (Rzeszów University of Technology, Poland)

In the paper are presented the possibilities of turbocompressor rotor runout decrease by non-conventional methods of finishing of measurement rotor burnishing journal tracks. In results of the tests the runout strong decrease possibilities were stated.

1. Introduction. The most important element of every turbo-generator and turbo-compressor is the rotor. Usually rotors have large mass, work with high rotational speed and they have large moment of inertia and high vibration level. Rotor dynamic state has strong influence on operational reliability durability of turbo-generator and they should be continuously controlled during work of turbo-generator. State diagnostic of rotors is realized by measuring and analyse of mechanical and electrical disturbances resulting from state of observed surface of rotor bearing journals. Permanent observation of rotor shaft surface movement in relation to bearing shell surface is performed with rotary electric current depth finder. Distant rotary electric current depth finder displays rotor dynamic operating conditions by displaying disturbances called runout. That depth finder display signal sum from mechanical disturbances (mechanical runout) and the other type disturbances (electric runout). Electric runout is the results of different magnetization intensity in different tested material zones, residual stresses in surface layer and metallic structure heterogeneity of rotor material. Mechanical runout is the results of shape and position errors and rotor bearing journal surface roughness. The excessive runout is very harmful symptom of rotor work and we should to minimize its value to reduce harmful effect as strong as possible.

2. Present state analysis. Acceptable runout level is usually about 30 μm , but sometimes happens that runout is much higher (are noticed cases when 200 MW turbine has runout more over 60 μm and the other turbine 45 μm [5]) and turbine manufacturer could not make it less.

Runout effect minimization is possible by correcting of summary runout disturbances with compensation of vibration in work conditions for example with DVF method (Digital Vector Filtration) or DRC method (Digital Runout Compensation).

One of the ways to reduce runout value is minimization of mechanical runout component by precision mechanical working of measurement traces performed on rotor bearing journals surfaces. To this end such conventional finishing methods as grinding or polishing are used. But those methods, are not too efficient and in many cases the rotor bearing journal runout leaves much to be desired [4, 5]. To minimize of mechanical runout component value the measurement traces should have possibly low surface irregularities, large bearing surface, large radiuses of surface roughness tops, possibly homogenous surface layer and stresses, metallic structure with minimum crystal defects, possibly few cracks, pollutions and the other surface layer defects.

Such as above-mentioned properties we can obtain as a result of slide diamond burnishing of measuring tracks of rotor bearing journals [2, 3]. Usually those tracks have small width and additionally rotor bearing journals materials very often are almost unworkable but these difficulties are not too strong for slide burnishing.

Slide diamond burnishing is similar to turning - it is realized on engine lathe but instead of turning tool is used special spherical-shape diamond-tip [1, 2] and so that method is called slide diamond burnishing. Those tools are made of natural diamond or synthetic diamond composite. During burnishing the tool is rigid or spring pressed with special burnish jig. Usually, the feed speed is from 0,03 to 0,15 mm p. r. and the cutting speed 1 - 3 m. p. s. The

press force is from 30 to 200 N. Slide burnishing process is detailed described in [1, 2]. Because diamond tools are used then does not have troubles concerning burnished material kind. This method makes possible burnishing of elements made of almost unworkable materials, very hard or non-rigid elements, and electroplated or coated machine parts. Slide diamond burnishing effects are: strong improvement smoothness (lowering) of surface, compressive residual stresses in surface layer and more homogenous surface layer state in comparison to that, obtained after grinding, polishing or the other conventional finishing methods. Because slide diamond burnishing is realized with no top tool rolling motion that is why shape-dimensional accuracy is better then after the other burnishing methods. By slide diamond burnishing is possible multiple reduction of surface roughness height and also quite a lot reduction of shape failures [1].

3. The aim of work. Present work aim was test of possibilities of slide diamond burnishing use to turbocompressor rotor runout measurement traces decrease. In this paper the effect of this works are described.

4. Test methods & results. The tests were realized on turbocompressor rotor GGA 500/2 BORSIG type. Their rotors bearing journals has 70 mm dia. and are made from 21HMF steel.

For comparison of rotor runout properties a dozen or so rotor bearing journal measurement traces were finished. Because the literature does not say anything at all on this theme, to know the effects of different methods of finishing the six methods were used.

Runout tests were carried out [4] with Bently Nevada ADRE control and analyse system, its scheme is presented in fig. 1.

Measurement system presented in fig. 1 makes possible recording of changes of distance between electric current depth finder and rotor bearings journal surface in other words makes possible recording of rotor shaft relative vibration. The system makes possible calculation of total distance value rotational speed and any vibration component (harmonic). During experiment the next parameters value were recorded:

- shaft rotational speed, r.p.m.,
- "Direct" value - total runout value, μm ,
- GAP value - voltage value, depends from the distance between rotor bearing journal

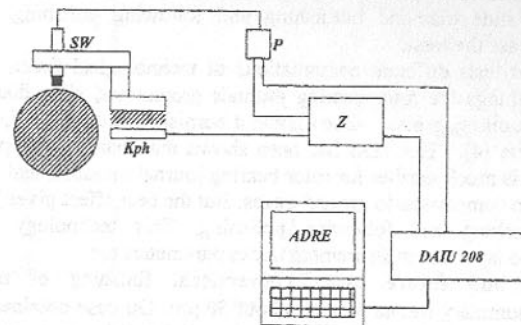


Fig. 1. Runout measurement system: SW - rotary electric current depth finder for distance change measurement, P - proxymitor, Kph - optical depth finder for rotational speed and phase angle measurement, Z - feeder cable, DAIU-208P - central signal measurement and conversion unit, ADRE - computer with software

surface and head electric current depth finder,

- vibration frequency spectrum (main component and 1st and 2nd harmonic), amplitude values and phase angle values, waterfall (spectrum in function of time).

Tested turbocompressor rotors were placed on engine lathe in lathe centres. For all tested finishing methods the results of measurements were recorded in results table having measured parameter values and time function diagram, vibration spectrum diagram and waterfall diagram. As a result of that test it has been stated that by slide diamond burnishing is possible make less rotor runout level [2, 4]. It was after-effect surface roughness of bearing journal measurement tracks decrease. Basing on previous investigation which results are presented in fig. 2, 3 and 4 [2, 3, 4] for the present tests (realized in order to attain possible better surface roughness) next finishing methods of rotor bearing journals were used:

- finish turning with main parameters: $v = 120$ m/min, $s = 0,12$ mm.p.r.,
- grinding with next parameters: $v = 35$ m/s, $s = \frac{1}{2}$ of wheel width,
- polishing with tape granularity = 1000 and $v = 200$ m/min,
- slide diamond burnishing without oiling and with parameters: spring pressing force = 100 N, tool feed speed $s = 0,08$ mm.p.r., top tool radius = 4 mm,
- slide diamond burnishing with oiling during burnishing and another parameters the same like above,
- slide diamond burnishing with parameters the same like above and next polishing with tape granularity 1000 and $v = 200$ m/min.

All finishing treatment was realized on engine lathe with special jig. To slide diamond burnishing the tools made from carbonado composite diamond were used. This material has very good properties as hardness, high heat resistance and structure anisotropy and the carbonado tools have very high crack resistance in comparison to natural diamond tools. This fact and low price of carbonado tools has decided to use them.

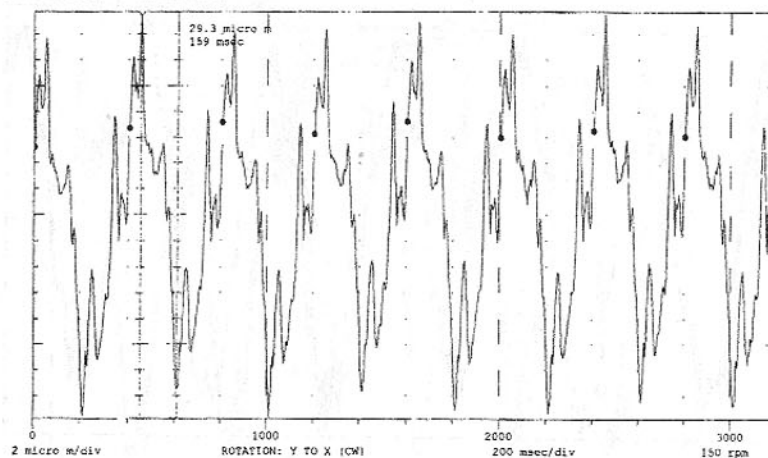
After finishing surface roughness parameter R_a with profilometer Perthometer M1 was measured and next, the runout tests were carried out. Measured surface roughness parameter values and surface profilograms as selected examples of tested specimens are presented in tab. 1, 2 and 3.

As a result of surface roughness parameter measurements we can state that by slide diamond burnishing method is possible strong decrease of surface roughness. But the best effect gives jointed slide diamond burnishing and following polishing. These surfaces roughness parameters are the least.

During the runout tests different combinations of technological finish operations were tested, among other things the rotor bearing journals ground and slide diamond burnished with oiling or without oiling, ground, slide diamond burnished and polished, turned and slide diamond burnished, etc [4]. That tests has been shown that main runout parameter – total runout value (Direct) is much smaller for rotor bearing journal measurement traces after slide diamond burnishing in comparison to ground traces. But the best effect gives jointed grinding, slide diamond burnishing and following polishing. This technology gives the best repeatability of surface layer and measurement tracks parameters too.

5. Conclusions and future. After conventional finishing of bearing journals measurement tracks summary runout level is about 30 μ m. On base obtained test results we can state that by slide diamond burnishing of rotor bearing journal measurement traces we can strong decrease rotor runout – to level below 20 μ m. The best effect gives jointed slide diamond burnishing and following polishing; by this technology is possible decrease runout to level below 14 μ m. It is possible by runout mechanical component decrease first of all in result of much smaller surface roughness but also (probably) more homogenous metallic structure and generally good

Timebase 1 #1
POINT: L1-X / 0° DIR AMPL: 30.9 micro m pp
MACHINE: Rotor K11
25JAN2002 08:15:07 Startup DIRECT



CUSTOM PRINT
COMPANY:
MACHINE TRAIN: Wiercik spr. borsig

PLOT NO.
PLANT: MASE-ZAP
JOB REFERENCE: Badanie szkielek pom

Spectrum 1 #1
POINT: L1-X / 0° DIR AMPL: 30.9 micro m pp
MACHINE: Rotor K11 MACHINE SPEED: 150 rpm
25 JAN 2002 08:15:07 Startup
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 400 RESOLUTION: 0.125 Hertz

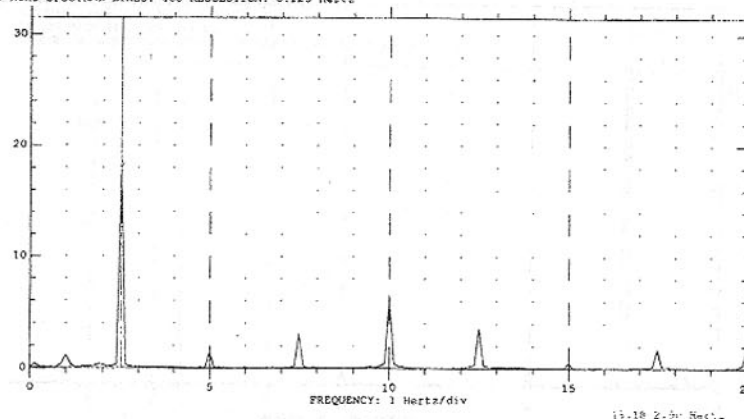
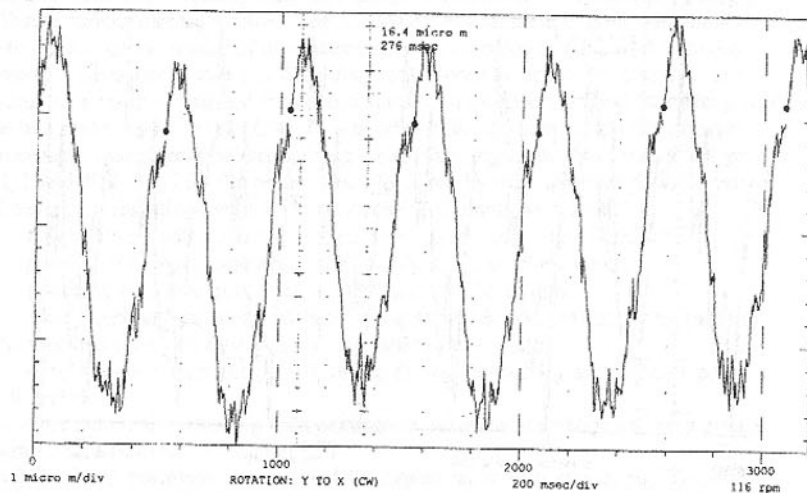


Fig. 2. Example test results of rotor with ground bearing journal measurement traces

Timebase: 1 s
 POINT: L1-X / 0° DIR AMPL: 25.7 micro m pp
 MACHINE: Rotor Kit
 25JAN2002 08:09:02 Startup DIRECT



CUSTOM PRINT
 COMPANY: MASH-ZAP
 MACHINE TRAIN: Wiernik spr. borsig
 PLOT NO.
 PLANT: MASH-ZAP
 JOB REFERENCE: Badanie szkielek pom

Spectrum 1 #12
 POINT: L1-X / 0° DIR AMPL: 19.5 micro m pp
 MACHINE: Rotor Kit MACHINE SPEED: 150 rpm
 25 JAN 2002 08:13:21 Startup
 WINDOW: None SPECTRAL LINES: 400 RESOLUTION: 0.125 Hertz

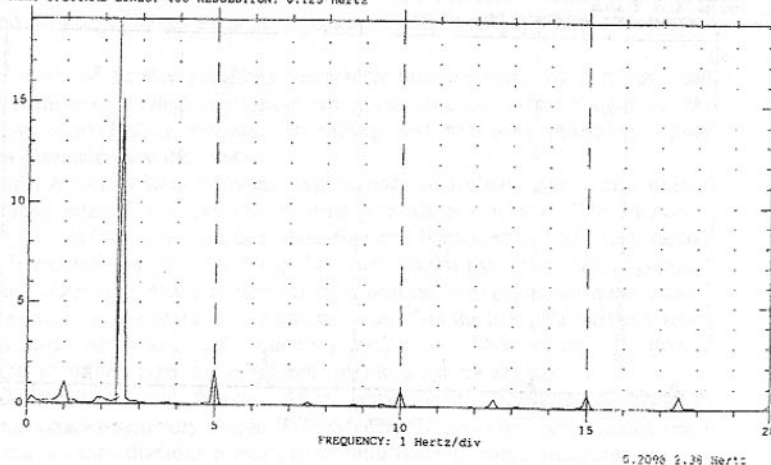
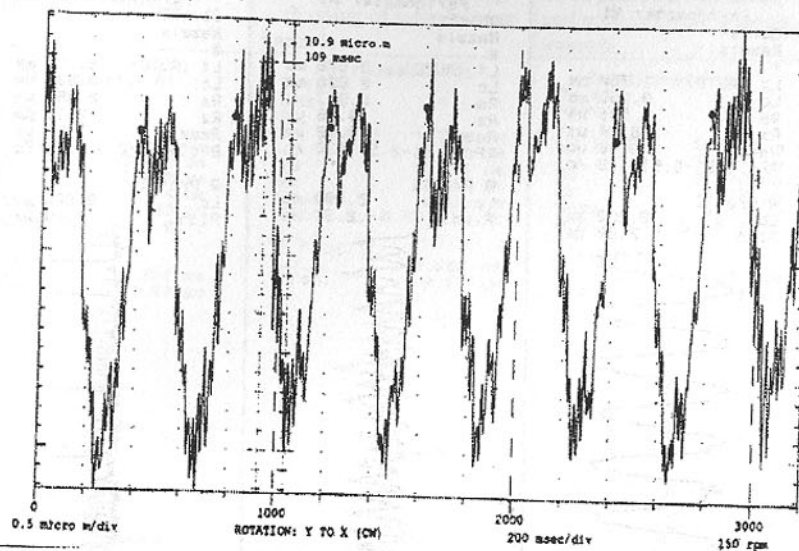


Fig. 3. Example test results of rotor with ground and slide diamond burnished bearing journal measurement traces

Timebase: 1 s
 POINT: L1-X / 0° DIR AMPL: 18.0 micro m pp
 MACHINE: Rotor Kit
 25JAN2002 09:09:35 Startup DIRECT



CUSTOM PRINT
 COMPANY: MASH-ZAP
 MACHINE TRAIN: Wiernik spr. borsig
 PLOT NO.
 PLANT: MASH-ZAP
 JOB REFERENCE: Badanie szkielek pom

Spectrum 1 #1
 POINT: L1-X / 0° DIR AMPL: 18.0 micro m pp
 MACHINE: Rotor Kit MACHINE SPEED: 150 rpm
 25 JAN 2002 09:09:35 Startup
 WINDOW: None SPECTRAL LINES: 400 RESOLUTION: 0.125 Hertz

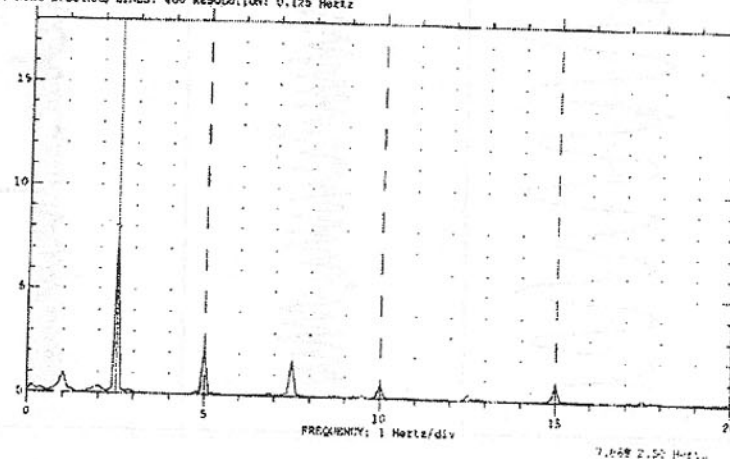
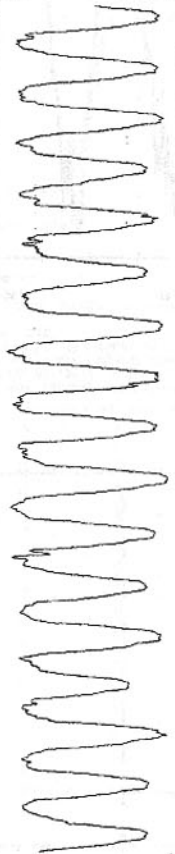
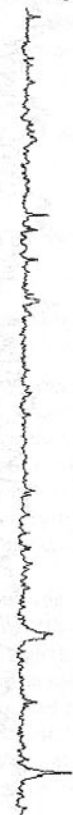


Fig. 4. Example test results of rotor with ground and slide diamond burnished and polished bearing journal measurement traces

Tab. 1. The results of surface roughness measuring after conventional finishing

Turned bearing journals	Ground bearing journals	Polished bearing journal
Perthometer M1 Obiekt Nazwis # Lt (AUTO) 1.750 mm Lc 0.250 mm Ra 2.591 μ m Rz 8.24 μ m Rmax 8.88 μ m RPc(0.5,-0.5) 128 /c R Profil Lc 0.250 mm Pion. 2.50 μ m	Perthometer M1 Obiekt Nazwis # Lt (AUTO) 5.600 mm Lc 0.800 mm Ra 0.917 μ m Rz 4.36 μ m Rmax 4.72 μ m RPc(0.5,-0.5) 130 /c R Profil Lc 0.800 mm Pion. 2.50 μ m	Perthometer M1 Obiekt Nazwis # Lt (AUTO) 5.600 mm Lc 0.800 mm Ra 0.057 μ m Rz 0.75 μ m Rmax 1.01 μ m RPc(0.5,-0.5) 0.0 /c R Profil Lc 0.800 mm Pion. 0.50 μ m
		

Tab. 2. The results of surface roughness measuring after tested methods finishing

Slide diamond burnished rotor bearing journals	Slide diamond burnishing with oiling of rotor bearing journals	Slide diamond burnished and polished rotor bearing journals
Perthometer M1 Obiekt Nazwis # Lt (AUTO) 5.600 mm Lc 0.800 mm Ra 0.158 μ m Rz 1.44 μ m Rmax 1.80 μ m RPc(0.5,-0.5) 0.0 /c R Profil Lc 0.800 mm Pion. 1.00 μ m	Perthometer M1 Obiekt Nazwis # Lt (AUTO) 1.750 mm Lc 0.250 mm Ra 0.080 μ m Rz 0.56 μ m Rmax 0.81 μ m RPc(0.5,-0.5) 0.0 /c R Profil Lc 0.250 mm Pion. 0.50 μ m	Perthometer M1 Obiekt Nazwis # Lt (AUTO) 1.750 mm Lc 0.250 mm Ra 0.030 μ m Rz 0.33 μ m Rmax 0.58 μ m RPc(0.5,-0.5) 0.0 /c R Profil Lc 0.250 mm Pion. 0.50 μ m
		

Tab. 3. The results of surface roughness measuring after tested methods finishing

Ground rotor bearing journals	Slide diamond burnished with oiling of rotor bearing journals	Slide diamond burnished and polished rotor bearing journals
Perthometer M1 Obiekt Nazwisk # Lt (AUTO) 5.600 mm Lc 0.800 mm Ra 0.701 μm Rz 4.12 μm Rmax 4.71 μm RPc(0.5,-0.5) 40 /c R Profil Lc 0.800 mm Pion. 2.50 μm 	Perthometer M1 Obiekt Nazwisk # Lt (AUTO) 5.600 mm Lc 0.800 mm Ra 0.265 μm Rz 2.21 μm Rmax 2.79 μm RPc(0.5,-0.5) 10 /c R Profil Lc 0.800 mm Pion. 2.50 μm 	Perthometer M1 Obiekt Nazwisk # Lt (AUTO) 5.600 mm Lc 0.800 mm Ra 0.090 μm Rz 1.29 μm Rmax 2.04 μm RPc(0.5,-0.5) 0.0 R Profil Lc 0.800 mm Pion. 1.00 μm 

surface layer condition of turbocompressor rotor bearing journals that is characteristic for burnished surface layer.

In result of test has been stated that the better surface roughness we can obtain in result jointed methods of finishing. It has been proved that from among methods the slide diamond burnishing with oiling and following belt polishing is the best. But if smoothness surface really has so significant influence on runout value then slide diamond burnishing and following polishing should be the best because surface roughness of so finished bearing journal was almost flat. This runout decrease method will be investigated in future.

References: 1. Korzyński M.: Nagniatanie powłok chromowych. Zeszyt Naukowy Politechniki Rzeszowskiej nr 124, Mechanika z. 41. Rzeszów 1994. 2. Korzyński M.: The Tests of Mechanical Runout Decrease Possibilities. Int. Conf. on MECHANICS 2002. Rzeszów, Poland 2002. 3. Korzyński M., Kopciewski S.: Możliwości przygotowania ścieżek pomiarowych drgań względnych na wałach urządzeń energetycznych metodą ślizgowego nagniatania diamentowego. KNT "Awaryjność i diagnostyka w energetyce". Jawor n/Solimą 1998. 4. Zdrodowski S.: Zestawienie wyników badań runoutu ścieżek pomiarowych na starym i nowym wale wirnika sprężarki Borsig. Sprawozdanie z pracy dla PRMiA „Masz ZAP”. Puławy 2002. 5. Ziomek M., Mięka J.: Runout – przyczyny, pomiar, eliminacja. Przegląd Mechaniczny, 1/93.

Сдано в редакцию 14.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL CONTRIBUTIONS ON SUPERFINISHING PROCESS

Pruteanu O.V., Nestian G. (Technical University, Iasi, Roumania)

Abstract: The process of abrasive superfinishing (PSNA) is nowadays one of the most used final stage in manufacturing both internal and external surfaces, plane surfaces or bearing races, when rigorous conditions are imposed for the surface quality and for the manufacturing precision. The paper presents some theoretical considerations concerning the factors that influence the volume of the removed material during the superfinishing process. Some experimental results and the corresponding conclusions, concerning superfinishing on cylindrical and toroidal surfaces are also presented.

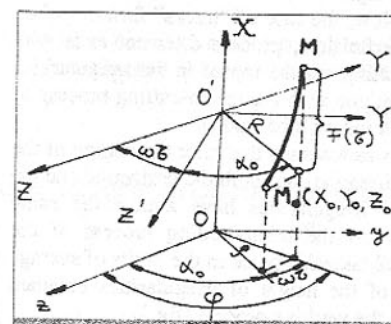


Fig.1. The motion of the abrasive particle

I. Theoretical considerations: Having in mind the motions executed by both the abrasive tool and the piece during the superfinishing process of surfaces it can be concluded that the abrasive particle executes a helical motion with a variable pitch, which is composed by a rotary motion around the axis OX and a translation motion that is parallel to the same direction (see figure 1).

We consider the point $M_0(X_0, Y_0, Z_0)$ whose trajectory is written in polar coordinates. If M_0 is located on the axis OZ, at a distance $Z_0=R$ from the OX axis, then the parametrical equations of the helix will be:

$$\begin{cases} \rho = r \\ \varphi = \alpha_0 + \omega t \\ x = X_0 + F(t) \end{cases} \quad \text{and} \quad \begin{cases} x = F(t) + X_0 \\ y = R \sin(\omega t + \alpha_0) \\ t = R \cos(\omega t + \alpha_0) \end{cases} \quad (1)$$

in polar and respectively cylindrical coordinates,

where: - R is the radius of the cylinder on which the helix is wrapping up;

- ω is the relative angular velocity of the abrasive particle, which have a value equal with the value of the piece's speed of rotation, but having a contrary direction;

- τ is the duration of the movement starting at the point M_0 to the ending point M .

The differential equation (2) of the abrasive particle motion:

$$x = A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_0) + A_2 \sin \Omega_2 t + \frac{f \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \quad (2)$$

has the general solution (3):

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \Omega_1^2 x = B \sin \Omega_2 t + Ct \quad (3)$$

where: - Ω_1 is the throb of the oscillatory motion frequency of the tool;

- Ω_2 is the the throb of the linear backward and forward motion;

- A_1 and A_2 are the amplitudes of the two motions;

- $C = f\omega / 2\pi$ is a constant that depends on the longitudinal feed, notated f and measured in [mm/double stroke].

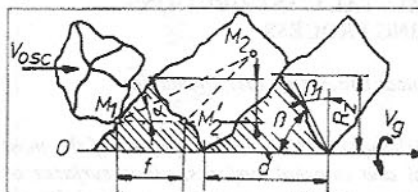


Fig.2. The scheme of the micro-cutting process with an abrasive particle of the top of micro-irregularities, in the R_z roughness parameter limits

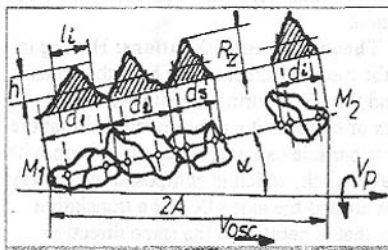


Fig.3. The scheme of irregularities location on the surface of the piece

Considering that:

$$\sum d_i = M_1 M_2 \quad (5)$$

and:

$$M_1 M_2 \cos \alpha = 2A \quad (6)$$

than, in the above mentioned conditions can be written that:

$$l = \frac{h}{R_z} \sum d_i = \frac{2Ah}{R_z \cos \alpha} \quad (7)$$

After comparing the relations (4) and (7) it results that the total average length of the "tracks" generated by a single abrasive particle in a period of time during which the abrasive bar does not change its direction of motion, does not depend by the correlation between the longitudinal and the transversal roughness. In conformity with [1] it can be demonstrated that if the longitudinal feed of the tool is not zero, the length l does not significantly change. For a more accurate value of the total length of the "tracks", noted with l_z the relation shown beneath can be utilized:

$$l_z = \frac{h}{R_z} \left(\frac{A_1 \sin \Omega_1 \tau + A_2 \sin \Omega_2 \tau + \frac{f\omega\tau}{2\pi}}{\cos \alpha} \right) \quad (8)$$

where: - τ is the period of time during which the abrasive bar does not change its position.

In order to an accurate determination of the elementary volume of material removed by a single abrasive particle, it was assumed that the mentioned volume is located into a plane that is perpendicular on the direction of the tangent to cutting speed vector, and it encloses with the machined surface the angles noted with ϕ_1 and ϕ_2 . (see figure 4).

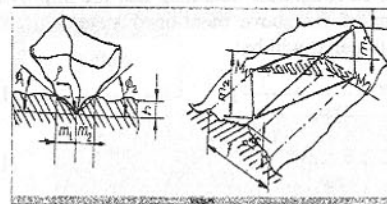


Fig.4. The scheme presenting the track imprinted by a single abrasive particle

The cutting trace are looking like two joined pyramids (see figure 4), the next relation could be written:

$$V = \frac{T}{3} (l_1 + l_2) \quad (9)$$

where: V is the average volume of material removed by abrasive particles located on a surface;

T is the cutting trace surface measured on a direction as like the cutting speed vector

l_1 and l_2 are the heights of the two pyramids.

From figure 4, it can be demonstrated that:

$$l = \frac{h}{\tan \phi_1} \quad \text{and} \quad l_2 = \frac{h}{\tan \phi_2} \quad (10)$$

so the volume of the material removed by a single abrasive particle is:

$$V_{tot} = \frac{dh^3}{6R_z \cos \alpha} \left(\frac{1}{\tan \phi_1} + \frac{1}{\tan \phi_2} \right) \quad (11)$$

Analyzing the graphic representation of the roughness, after first 3-4 seconds of abrasion process, the longitudinal roughness knows major modifications and, for this, a more correct relation is:

$$V_{tot} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i h^3}{6R_z} \left(\frac{1}{\lg \varphi_1} + \frac{1}{\lg \varphi_2} \right) \quad (12)$$

where: d_{im} is the average value of the bases of irregularities along the cutting speed direction. In conformity with [1], by analogy with the grinding process, the overfinishing process could be approached by two different points of view:

- statically
- dynamical.

The number of cutting edge (MT) located into a transversal section made at the depth h , will be divided at a specific referential length L_R . Therefore, the statically number MT will be given by a relation like:

$$MT_{ST} = \frac{\sum_{i=1}^N MT_i}{L} \quad (13)$$

It was practically observed that from all the number of statically cutting edges, only a percent are effectively cut the material. For that reason, the dynamic number of cutting edges was defined, noted with $N_{MT.DN}$ [mm^{-1}]; this one will be divided by the referential length L_R , too. Can write:

$$N_{MT.DN} < N_{MT.ST} \quad (14)$$

and this has distinct implications for both the desired roughness obtaining and the improving of the cutting process efficiency. On that account of the above mentioned statements, the relation that will give us the value of the removed material will be:

$$V_{tot} = N_{MT.DN} \frac{d_{im} \cdot g_{med}^3}{6R_z} \left(\frac{1}{\lg \varphi_1} + \frac{1}{\lg \varphi_2} \right) \quad (15)$$

$$V_{tot} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i h^3}{6R_z} \left(\frac{1}{\lg \varphi_1} + \frac{1}{\lg \varphi_2} \right) \quad (16)$$

where: d_{im} , h_m , φ_{1m} and φ_{2m} are the average values of the parameters presented in this paper.

II. Experimental conditions: Experimental researches concerning the influence of the

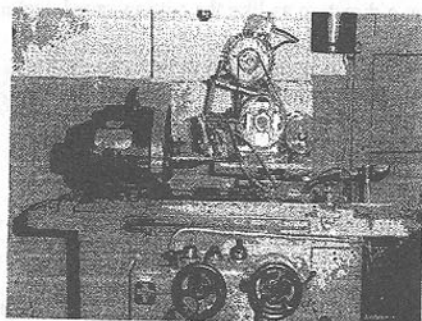


Fig.5. Machine SCM01-93

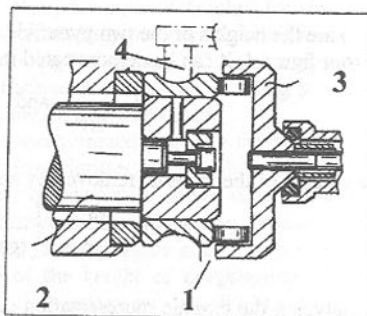


Fig.6. The principle scheme of the machine. 1-the bearing ring; 2-driving shaft; 3-supporting fork; 4-abrasive

process parameters upon the position errors of the bearing races, at superfinishing applied to the radial ball bearings, were developed.

The machine-tool was SCM 01-93, presented in figure 5 and realized by the main author of this paper, in the Department of Machine Manufacturing Technology from the Technical University "Gh. Asachi", Iasi.

The working principle is presented in figure 6. The applied experimental conditions were:

- working pressure $p=0.28$ MPa;
- the number of rotation per minutes for the bearing ring: $n_p=622$ rot/min;
- oscillatory frequency: $n_{osc} = 1217 \text{ min}^{-1}$;
- processing duration: $t=15$ s;
- the angle of the oscillatory motion for the abrasive bar: $\alpha = 20^\circ$
- abrasive bar type: EK 11200-07-100 VLO4S.

III. Experimental results. There were measured and graphical represented the variations for the values of a coefficient ΔPoz , named by the author "evaluation coefficient", describing the errors of the bearing race's diameter by the calculus formula:

$$\Delta Poz = \frac{Poz_I}{Poz_F} \quad (17)$$

where: Poz_I is the value for the errors of the bearing race's diameter, before superfinishing;

Poz_F is the value for the errors of the bearing race's diameter, after superfinishing;

The obtained values for the parameter ΔPoz function of the different process parameters considered in the developed researches, are graphical represented in figures 7 and 8.

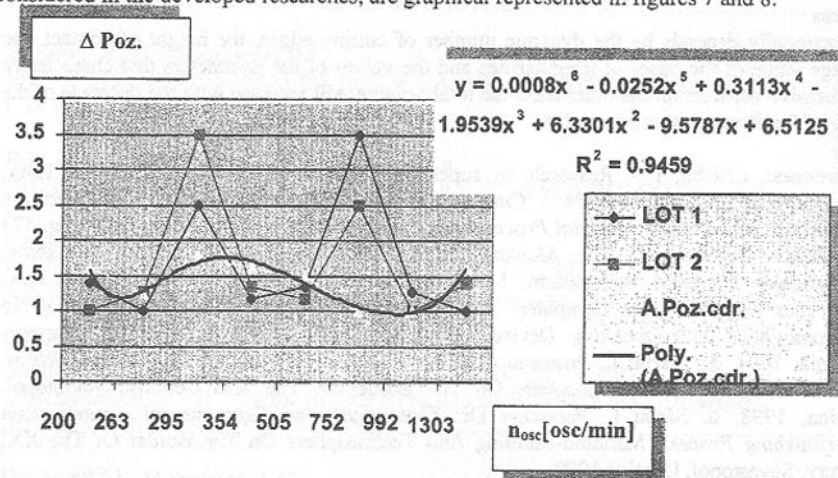


Fig. 7. Values ΔPoz . function of the oscillatory frequency n_{osc}

It is verified the hypothesis referring to the synchronism angle, which can take, in this situation, a value in the domain 70° to 80° , in the sense that the optimum value of the oscillatory frequency is in the domain $n_{osc} = 300 \div 450 \text{ min}^{-1}$ (figure 7).

There must be remarked that, in our situation, the maximum values for the evaluation coefficient ΔPoz are between 1.6 and 1.8. In figure 8, the influence of the processing duration upon ΔPoz is shown, the graphical representation indicating an improvement of the values ΔPoz after 22+26 s.

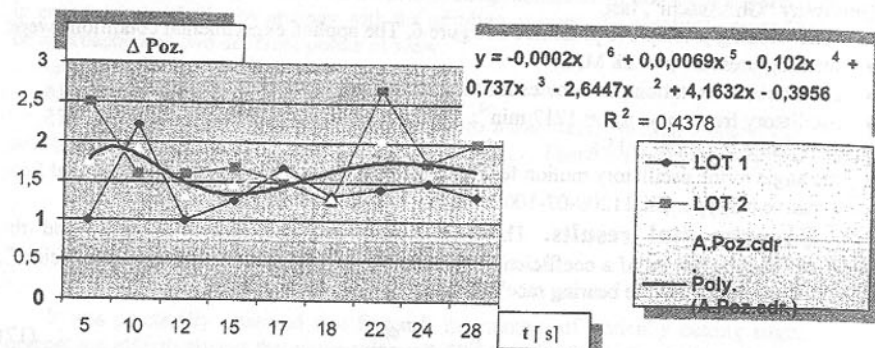


Fig.8. Values ΔPoz . function of the procesing duration t

IV. Conclusions. The total volume of material that is removed during the overfinishing process proportionally depends by the dynamic number of cutting edges, the height of contact, the average value of the bases of irregularities and the values of the parameters that characterize the abrasive particle; on the other hand the total volume will increase with the decrease of the value of the R_z roughness parameter

References: 1.Sârbu, I. – Research on superfinishing bearing races. Ph.D. thesis, Iassy, Romania, 1999. 2.Taniguchi, N. - *Current Status and Future Trends of Ultraprecision Machining and Ultrafine Material Processing*. Annals of the CIRP, vol. 32/1/1983, pag. 573 3.Paraschiv Dr.,Sârbu I. *The Machine Tools for Superfinishing by Vibropolishing*. Internationales DAAAM Symposium, Maribor-Slovenia, 1994 4.Sârbu I., Pruteanu O.V. *Researches Regarding the Computer- Aided Research for the functional Factors of the Electromagnetic Vibropolishing Device*. Internationales DAAAM Symposium, Maribor-Slovenia, 1994. 5. Sârbu I., Pruteanu O.V. *Superfinishing Process of the Bearing Races*. Machine-Building And Technosphere On The Border Of The XXI Century, Sevastopol, Ucraina, 1998. 6. Sârbu I., Paraschiv Dr. *Theoretical And Experimental Contributions Superfinishing Process*. Machine-Building And Technosphere On The Border Of The XXI Century, Sevastopol, Ucraina,1998.

Сдано в редакцию 14.01.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

СОДЕРЖАНИЕ

Алиев Н.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРОВ КОРПУСНО- СЕКЦИОННЫХ МАШИН ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ.....	3
Андреев А.А., Авдеева Я.Л. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ИЗОЛЯЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАЛОМЕРНЫХ СУДОВ	11
Беловодский В.Н. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С ПАРАМЕТРИЧЕСКИМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОГРАНИЧЕННОЙ МОЩНОСТИ	20
Божидарнік В.В., Григор'єва Н.С., Шабайкович В.А. УНІФІКАЦІЯ ЯК ЗАСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ВИРОБІВ	30
Бохонский А.И., Вармипская Н.И. УПРАВЛЕНИЕ ОБЪЕКТОМ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ С ОДНОЙ ТРАЕКТОРИИ НА ДРУГУЮ.....	36
Букаранов Ю.Н., Лубенская Л.М., Пшеничный И.Н., Ясуник С.Н. ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ ОТДЕЛОЧНО- ЗАЧИСТНОЙ ОБРАБОТКИ РАЗРЕЗНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ.....	42
Бутенко В.И., Шаповалов Р.Г. МЕХАНИЗМ ПЕРЕПОЛЗАНИЯ ДИСЛОКАЦИЙ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ СТРУКТУРЫ МЕТАЛЛОВ И СПЛАВОВ	47
Б.И. Генкин, Н.И. Нагулин, И.М. Генкина ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИХ ПОКРЫТИЙ.....	52
Генкин Б.И., Смолий В.Н., Охрамович В.К. ОПТИМИЗАЦИЯ ПОДСИСТЕМЫ САПР ДЛЯ ОТЛАДКИ АЛГОРИТМОВ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ	58
Гладчук Е.А. ЦЕЛЕВОЕ ФОРМИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОДУКЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ПРИМЕРЕ ШИРОКОПОЛОСНОГО ПРОКАТА	65
Грубка Р.М., Михайлов А.Н. СИНТЕЗ СТРУКТУРЫ ГРУППОВОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЬЕВ ВТУЛОК ЗУБЧАТЫХ МУФТ	71
Голубов Н.В., Михайлов А.Н. К ВОПРОСУ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ ПРИРОДНОГО КАМНЯ	76

Горобец И.А., Михайлов А.Н. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ КАМНЯ.....	82
Дядичев В.В., Терещенко Т.М., Мухаммед Анис Фахид Аль Фаури МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕРАБОТКИ НАПОЛНЕННЫХ ПОЛИМЕРОВ.....	88
Зеленый О.В., Печерица А.В. УГЛУБЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ЦЕНЗУРИРОВАННЫХ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОСТОВЕРНОСТИ И ТОЧНОСТИ В ИССЛЕДОВАНИЯХ НАДЕЖНОСТИ	92
Ивченко Т.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С УЧЕТОМ СЛУЧАЙНОГО ХАРАКТЕРА КРИТЕРИЯ И ПАРАМЕТРОВ ОПТИМИЗАЦИИ.....	97
Казимиренко Ю.А. ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ НА СВОЙСТВА ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ УЗЛОВ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	104
Клименко Г.П. ЕКСПЛУАТАЦІЙНА МІЦНІСТЬ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ІНСТРУМЕНТУ ВАЖКИХ ВЕСТРАТІВ	109
Коваленко В.И. ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СВЕРЛ НА ПРОЦЕСС ОБРАБОТКИ ПРИ СВЕРЛЕНИИ СТАЛЬНЫХ ЗАГОТОВОК	114
Кошкин К.В., Шишканов В.В. РАЗВИТИЕ ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ИЗДЕЛИЯ СУДНА НА РАЗЛИЧНЫХ ЭТАПАХ ЕГО ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА	122
Мартыанова А.Е. ІЗНАШІВАННЯ ПЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ ПОТОКОМ ТВЕРДИХ АБРАЗІВНИХ ЧАСТИЦ.....	128
Матвиенко А.В., Ищенко А.Л., Байков А.В. ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОПОЛЯРИЗАЦИОННЫХ ЭФФЕКТОВ НА ОБРАБОТКУ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ.....	133
Микитянский В.В., Микитянская Л.М. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ПО ТОЧНОСТНЫМ КРИТЕРИЯМ.....	138

Михайлов А. Н., Буленков Е. А. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ	144
Неочим А., Гаевски Я. ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ТОЧНОСТЬ СИЛЫ ЗАЖИМА В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ.....	151
Нечепанев В. Г., Гнистько А. Н. РАЗРАБОТКА И МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАКРЫТЫХ ПАЗОВ.....	158
Ольховская О.О., Ищенко А.Л. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АФФИННЫХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СБОРКИ НА АВТОМАТИЧЕСКОМ СБОРОЧНОМ РОТОРЕ.....	166
Пилипенко О.И., Ильин Д.А. РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ОПТИМАЛЬНОГО СИНТЕЗА ЦЕПНОГО ПРИВОДА ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ	171
Руденко В.И., Проскуряков С.В., Ошовская Е.В., Сидоров В.А. ПРОЧНОСТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОЛИКА РАБОЧЕГО РОЛЬГАНГА.....	181
Руденко В.И., Суков Г.С., Ошовская Е.В., Руденко Р.В., Антыкуз О.В. ОБОСНОВАНИЕ УПРАВЛЯЮЩИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ УДАЛЕНИЯ ОКАЛИНЫ	186
Ручко В.Н. КЛАССИФИКАЦИЯ ФАКТОРОВ, УЧИТЫВАЕМЫХ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	190
Водолазская Н.В., Михайлов А.Н. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ РОТОРНО- МНОГОЯРУСНЫХ СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ НА БАЗЕ ПРОСТРАНСТВЕННО-ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ПОДХОДА.....	196
Сахно К.Н. ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ СЛОЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ.....	206
Селуш В.С. РАСЧЕТ ПЛОЩАДИ ДОЗИРУЮЩЕГО ОТВЕРСТИЯ АЭРАЦИОННЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ПЫЛЕВИДНЫХ И ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ	210
Сморкалов Н.В., Зарипов М.М. ОБОЗОР МЕТОДА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗАНИЕМ.....	214

Собчук Л.Н. КЕРУВАННЯ ТЕХНІЧНОЮ ЕФЕКТИВНІСТЮ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНО - ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ.....	219
---	-----

Спруогис Б., Турла В., Ильин И. УСТРОЙСТВА ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДАХ.....	223
---	-----

Степанов М.С., Пермяков А.А. ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИИ СОПЛА ПОДАЧИ СОЖ НА ЕЕ ПОЛЕЗНЫЙ РАСХОД ЧЕРЕЗ ЗОНУ КОНТАКТА.....	233
---	-----

Стрельников В.Н. КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ.....	238
--	-----

Стрельников В.Н. НАПРЯЖЁННО – ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОЛОГО ЦИЛИНДРА.....	254
--	-----

Сурженко А.Н. ВЛИЯНИЕ ФАЗОВОГО СДВИГА МЕЖДУ ПРИРАЩЕНИЕМ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ РЕЗАНИЯ НА СИЛЫ КРЕПЛЕНИЯ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНЫ.....	265
---	-----

Цокур В.П., Матюха П.Г. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА ОБРАБОТКИ И ЗЕРНИСТОСТИ АЛМАЗОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ ШЛИФОВАНИЯ ВАНАДИЕВОЙ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ И ТИТАНОВОГО СПЛАВА.....	271
---	-----

Чемборисов Н.А., Абызов А.П. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИОННО- ПОИСКОВОЙ СИСТЕМЫ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА.....	276
---	-----

Чемборисов Н.А., Симонова Л.А. МОДЕЛЬ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ КОНЦЕВОЙ ФРЕЗЫ.....	282
---	-----

Чепурная М.Н. СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД В ИССЛЕДОВАНИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОТОКОВ.....	289
---	-----

Шарифов З. З. АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАРЬЕРА ДЛЯ ПРОЦЕССА СПЕКАНИЯ.....	294
--	-----

Шишканова А.А. КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ И ШЕРОХОВАТОСТИ.....	300
---	-----

Łabiak G., Miczulski P. UML STATECHARTS AND PETRI NETS MODEL COMPARISON FOR SYSTEM LEVEL MODELLING.....	310
---	-----

Buchtele J., Jelínek P., Fiala J., Němeček S., Kříž A. STRUCTURE OF LUSTROUS CARBON.....	315
---	-----

Mieczysław KORZYŃSKI MECHANICAL RUNOUT DECREASE POSSIBILITIES BY SLIDE DIAMOND BURNISHING OF ROTOR JOURNAL TRACKS.....	324
--	-----

Pruteanu O.V., Nestian G. THEORETICAL AND EXPERIMENTAL CONTRIBUTIONS ON SUPERFINISHING PROCESS.....	333
---	-----

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ»

Международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» издается с 1993 года. С начала издания этого сборника в нем уже опубликовалось более 2500 ученых и специалистов из 17 стран мира.

Сборник научных трудов является специальным изданием. В нем могут публиковаться результаты диссертационных работ, так как он включен в перечень ВАК Украины (Перелік № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Додаток до постанови президії ВАК України від 9 червня 1999 р. № 1 – 05/7).

Статьи должны представляться в соответствии с требованиями ВАК Украины (бюллетень ВАК № 1 за 2003 г.).

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Ответственность за нарушение авторских прав, за несоблюдение действующих стандартов и за недостоверность приведенных в статье данных полностью несут авторы статьи.

Присланные в редакционную коллегию статьи подвергаются обязательному рецензированию. Редакционная коллегия оставляет за собой право вносить в текст статьи изменения редакционного характера без согласования с авторами.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

Тематика представляемых статей должна основываться на проблемах машиностроения (механики) и представляться в рамках следующих направлений:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий. Специальные и нетрадиционные технологии.
2. Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Вопросы моделирования и расчетов сложных технологических систем. Перспективные компьютерные технологии в машиностроении.
7. Машиноведение и детали машин.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

СОДЕРЖАНИЕ СТАТЕЙ

Научно-технические статьи, представляемые в данный сборник должны иметь следующие элементы:

- постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями;
- анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и на которые опирается автор, выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья;
- формулирование целей статьи (постановка задач);
- представление основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов;
- выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

Представляемые статьи должны иметь следующую структуру:

Аннотация (Abstract).

В аннотации приводятся краткие сведения о всей статье в целом на английском языке. Объем аннотации 5 – 10 строк.

1. Введение (Introduction).

Во введении приводится аналитический (исторический) обзор современного состояния вопроса исследования, выполняется постановка проблемы исследования или показывается актуальность данного исследования (работы). Здесь нужно обязательно указать результаты последних исследований других авторов. А также сформулировать цель и задачи исследований.

2. Основное содержание и результаты работы (The main contents and outcomes of activity).

В данном разделе излагаются и подробно разъясняются полученные авторами теоретические положения и практические результаты. Приводятся принятые гипотезы и используемые допущения, разъясняются малоизвестные термины, аббревиатуры и условные обозначения. Для теоретических положений приводятся их доказательства и необходимые математические преобразования. Для экспериментальных исследований кратко описываются методики их проведения, способы обработки данных и результаты проверок адекватности и достоверности результатов.

3. Заключение (Conclusion)

В заключении излагаются выводы по полученным авторами результатам, описываются примеры их практического применения, предлагаются рекомендации относительно их использования, приводятся выводы, а также указываются перспективы дальнейших исследований по данной проблематике.

Список литературы (References).

Список литературных источников должен быть составлен в порядке ссылок на них. Ссылки на литературу в тексте статьи заключаются в квадратные скобки. В списке литературы должно быть указано не менее 3 публикаций, вышедших за последние 10 лет.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
- рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);

- акт экспертизы (один экземпляр);
- дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

Публикация статей в данном сборнике платная и ориентировочная стоимость одной страницы текста составляет: 9 гривен (1,7 доллара США) – для авторов с Украины; 11 гривен (2,0 доллара США) – для авторов из СНГ; 17 гривен (3,0 доллара США) – для авторов из других стран.

БАНКОВСКИЕ РЕКВИЗИТЫ

• **для авторов из Украины (гривни):** Донецкое РУ КБ "Приватбанк", т/с 26001185655001, МФО 335496, ОКПО 30206251. **Получатель:** ЧП "ТЕХНОПОЛИС". **Назначение платежа:** За опубликование статьи (указываются ФИО авторов).

• **для авторов из стран СНГ (рубли):** **Получатель:** КБ "Приватбанк". **Счет в банке получателя:** 30122810300000158100. **Банк получателя:** МКБ "Москомприватбанк", г. Москва, БИК 044585342, к/с 30101810400000000342, ИНН 7713003871. **Назначение платежа:** Для ЧП "Технополис" на счет 26009185655003. За опубликование (указываются ФИО авторов).

• **для авторов из дальнего зарубежья (доллары США):** **Beneficiary:** Private Company "Technopolis", account 26000185655002. **Bank of beneficiary:** "Privatbank", Dnepropetrovsk, Ukraine; SWIFT: PBAN UA 2X. **Intermediary Bank:** JPMORGAN CHASE BANK, New York, USA, SWIFT: CHASUS33. **Correspondent account:** 001-1-000080. **Appointment Payment (Details of Payment):** For publication the article (indicate the last names of the authors).

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210х297 мм) с полями: верхнее, левое и правое - 25 мм, а нижнее - 30 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman размером 12, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.

2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организации, города, страны, аннотация на английском языке, основной текст, выводы, список литературы. **Название** печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через один интервал строчными буквами – **фамилии и инициалы** авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название *организаций*, название *городов, стран* (через запятую, центрировать). Через один интервал – краткая аннотация на английском языке от 5 до 10 строк и материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.

3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате *.bmp, *.gif, *.psx, *.dwg размерами не менее 60х60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.

4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте име-

ются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

Размер формул для Microsoft Equation

Full (обычный).....	14 pt
Subscript/Superscript (крупный индекс).....	10 pt
Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс).....	8 pt
Symbol (крупный символ).....	14 pt
Sub-Symbol (мелкий символ).....	10 pt

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.

6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.

7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи.

8. Материалы рукописи представляются без изгибов.

9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием, опубликованы не будут.

Образцы оформления материалов:

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонНТУ, БГТУ, г. Донецк, г. Брянск, Украина, Россия)

The efficient design of assembly machinery is vitally importantas noun description of functions of presented in the paper

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5). Материальные, энергетические и информационные потоки могут быть описаны следующим образом:

$$\begin{aligned} S_W(t_i) &= \{s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{in}\}; \\ E_W(t_i) &= \{e_{i1}, e_{i2}, \dots, e_{in}\}; \\ I_W(t_i) &= \{i_{i1}, i_{i2}, \dots, i_{in}\}; \end{aligned} \quad (1)$$

где s_{in} - элемент множества $S_W(t_i)$;

.....
Список литературы: 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. – К: КПИ, 1985. – 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. – Донецк: ДонНТУ, 1998. – 425 с.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ,
Кафедра «Технология машиностроения»,
Редакционная коллегия сборника.

Тел. (062) 305-01-04, факс. (062) 305-01-04

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua

<http://donntu.edu.ua>

Международный сборник научных трудов
«Прогрессивные технологии и системы
машиностроения»

Компьютерная верстка сборника: Ольховская О.О., Рыбина С.А.

Сдано в набор 14.01.2004 г.	Формат 60x84 $\frac{1}{16}$	Бумага Maestro
Ризографическая печать	Усл. печ. л. 20,46	
Уч.-изд. л. 22	Тираж 100	Заказ № 273

Отпечатано ООО фирма «ДРУК-ИНФО»
83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, к. 113 тел. (062) 335-64-55

ООО «Лебедь»

Свидетельство о регистрации серии ДК № 826 от 28.02.02 г.
83055, г. Донецк, ул. Артема, 84