



**ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 16



ДОНЕЦК - 2001

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 16

ДОНЕЦК - 2001

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 16. – 317 с.

ISBN 966-95622-8-7

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.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Богуславский В.А. (Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Войнаровский Ю. (Польша), Гавриш А.П. (Украина), Горобец И.А. (Украина), Гусев В.В. (Украина), Данек Я. (Чехия), Зиновьев Н.И. (Украина), Ивченко Т.Г. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Каспер Р. (Германия), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матвиенко А.В. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Муравья Е.С. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепачев В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Селуш В.Я. (Украина), Струтинский В.Б. (Украина), Суслев А.Г. (Россия), Тернюк Н.Э. (Украина), Цокур В.П. (Украина), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого государственного технического университета (протокол № 5 от 26.06.2001 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (0622) 93-60-02, факс: (0622) 93-60-02
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://www.dgtu.donetsk.ua

ISBN 966-95622-8-7

© Донецкий государственный
технический университет, 2001 г.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРИНЯТИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ

Аверченко В.И., Сенчино И.А., Хейфец М.Л., Кухта С.В.
(БГТУ, СПбГТУ, ПГУ, г. Брянск, г. Санкт-Петербург, г. Новополоцк,
Россия, Беларусь)

Dominant characteristics of relation of technological decision are offered to use in automated projecting of methods of materials treatment. Criteria of transfer, which describe the dominant of controlled parameters of technological system are considered.

Перспективным направлением в машиностроении является создание новых комбинированных методов обработки, основанных на сочетании в одном процессе различных видов энергии или разных способов воздействия на обрабатываемый материал [1, 2].

В общем виде системная модель технологии [3-5] представляется сочетанием трех входных потоков: вещества, энергии, информации. Метод обработки целесообразно рассматривать в виде подсистем: материальной и информационной. Первая доставляет и преобразует энергию, необходимую для воздействия на деталь с целью изменения ее физико-механических свойств, снятия или нанесения материала. Она определяется видом процесса обработки. Вторая управляет потоками энергии и вещества, обеспечивая их доставку в необходимом количестве в заданное место рабочего пространства с целью обеспечения определенной формы, размеров и свойств детали. В результате под методом обработки понимается совокупность энергетических и информационных процессов, направленных на изменение формы, размеров, качества поверхности и физико-механических свойств материала [1, 4, 5].

Для формализации условий целенаправленного создания новых методов обработки каждая совокупность одноименных элементов системы описывается как некоторое множество технологических решений (ТР). Такой подход [2, 6, 7] позволяет любой метод обработки представить в виде кортежа, каждый элемент которого является элементом соответствующего множества ТР. Полагая, что если два любых элемента метода обработки обладают хотя бы одним общим свойством, то между ними существует связь по общности свойств. Это дает возможность организовать выбор ТР по эквивалентности и предпочтению [6, 7]. По эквивалентности выбирают разноименные решения, которые по совокупности своих свойств должны соответствовать друг другу. По предпочтению выбирают решения из числа одноименных, обладающих наилучшими значениями необходимых свойств. Такой подход позволяет формализовать условия выбора ТР по

конкретному значению установленного критерия выбора и дает возможность выбирать решение по нескольким критериям, соответствующим различным свойствам ТР.

Принятие ТР в системах автоматизированного проектирования традиционно основывается на анализе эквивалентности ($x \equiv y$) и предпочтения (нестроого $x \leq y$ или строгого $x < y$) решений, заложенных в базу знаний. Это предполагает использование свойств [8]: 1) рефлексивности ($x \equiv x$, $x \leq x$ – истинно; $x < x$ – ложно); 2) симметричности ($x \equiv y \Rightarrow y \equiv x$ – истинно; $x \leq y$ и $y \leq x \Rightarrow x = y$ – антисимметрично; $x < y$ и $y < x \Rightarrow$ взаимоисключение – несимметрично); 3) транзитивности ($x \equiv y$ и $y \equiv z \Rightarrow x \equiv z$, $x \leq y$ и $y \leq z \Rightarrow x \leq z$, $x < y$ и $y < z \Rightarrow x < z$ – истинно). В результате, используя свойство транзитивности, наиболее предпочтительное из предыдущих решений сравнивается с новым предложенным или выбранным из базы знаний по свойствам симметрии параметров качества.

Однако в общем случае разные неэквивалентные ТР наиболее предпочтительны для различных параметров качества из требуемого комплекса свойств. В этом случае необходимо использовать доминирующее ТР ($x < y$), характеризующееся свойствами: 1) антирефлексивности ($x < x$ – ложно); 2) несимметричности ($x < y$ и $y < x \Rightarrow$ взаимоисключение); 3) не обладающее свойством транзитивности (из $x < y$ и $y < z$ не следует $x < z$). Поэтому для определения доминирования целесообразно применить синергетическую концепцию, использующую понятие моды непрерывной случайной величины параметра, под которой понимают такое значение параметра, при котором плотность его распределения имеет максимум [9].

Согласно синергетической концепции устойчивые моды подстраиваются под доминирующие неустойчивые моды и могут быть исключены. Это приводит к резкому сокращению числа контролируемых параметров – степеней свободы. Остающиеся неустойчивые моды могут служить в качестве параметров порядка, определяющих ТР. Получающиеся в результате такого сокращения параметров уравнения группируются в несколько универсальных классов вида [10]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} U = G(U, \nabla U) + D \nabla^2 U + F(\tau)$$

где U – контролируемый параметр; τ – текущее время; G – нелинейная функция U и возможно градиента U ; D – коэффициент, описывающий диффузию, когда его значение действительно, или описывающий распространение волн, при мнимом значении; F – флуктуирующие силы, обусловленные взаимодействием с внешней средой и диссипацией внутри системы.

Уравнения такого вида схожи с описывающими фазовые переходы первого и второго рода, которые в свою очередь определяются критериями

переноса [1, 2]. В соответствии с синергетической концепцией фазовые переходы происходят в результате самоорганизации, процесс которой описывается тремя степенями свободы, отвечающими параметру порядка (Π), сопряженному (C) ему полю и управляющему (Y) параметру [11].

Использовать единственную степень свободы – параметр порядка, возможно для описания только квазистатического фазового превращения. В системах, значительно удаленных от состояния термодинамического равновесия, каждая из указанных степеней свободы приобретает самостоятельное значение. В них процесс самоорганизации складывается в результате конкуренции положительной обратной связи параметра порядка с управляющим параметром и отрицательной обратной связи с сопряженным полем [10]. Поэтому, кроме процесса релаксации к равновесному состоянию в течение времени τ^P при участии двух степеней свободы может реализовываться автоколебательный режим, а при участии трех – возможен переход в хаотическое состояние. В результате состояние технологической системы характеризуется несколькими режимами [11]: 1) релаксационный – реализуется, когда время релаксации параметра порядка намного превосходит времена релаксации остальных степеней свободы ($\tau_H^P \gg \tau_Y^P$ и $\tau_H^P \gg \tau_C^P$); 2) автоколебательный – требует соизмеримости характерных времен изменения параметра порядка и управляющего параметра или сопряженного поля ($\tau_H^P \gtrsim \tau_Y^P$ или $\tau_H^P \gtrsim \tau_C^P$); 3) стохастический – характеризуется странным аттрактором и возможен при соизмеримости времен всех трех степеней свободы ($\tau_Y^P \gtrsim \tau_H^P \gtrsim \tau_C^P$); 4) запоминания – определяется "замороженным" беспорядком при переходе из неупорядоченного состояния и реализуется, когда время релаксации параметра порядка окажется намного меньше остальных времен ($\tau_H^P \ll \tau_Y^P$ и $\tau_H^P \ll \tau_C^P$).

Таким образом, доминирование ТР может быть определено критериями процессов переноса энергии и вещества в неравновесных технологических системах. При обосновании выбора ТР и синтезе комбинированных методов необходимо учитывать стабильность формирования параметров качества обработки и рассматривать механизмы управления устойчивостью технологического процесса путем применения обратных связей [1, 2]. Поэтому в качестве целевой функции вместо конкретных значений совокупности критериев выбора предлагается использовать критерии процессов самоорганизации [1, 6], поскольку условия, обеспечивающие самоорганизацию поверхностных явлений и стабилизацию формирования параметров качества обработки являются следствием избыточности рассматриваемой технологической системы по структурному составу [12].

Взаимосвязанные процессы движения и обмена материальными и

информационными потоками в технологической системе описываются энтропией [9, 10]

$$\varepsilon = -K^* \cdot \int_0^{\infty} p^* \cdot \ln p^* \cdot dp^*,$$

где K^* – постоянный коэффициент; p^* – плотность распределения вероятных состояний системы.

Уравнение баланса локальной плотности энтропии по времени τ

$$\partial(\rho\varepsilon)/\partial\tau + \nabla \cdot (\rho\varepsilon v) + \nabla \cdot F_\varepsilon = \sigma$$

в котором F_ε – плотность потока энтропии; v – скорость потока; $\sigma = d\varepsilon/d\tau$ – производство энтропии.

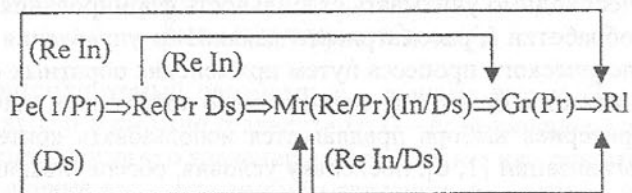
$$\sigma = F_q \cdot [\nabla(1/T)] - \sum_{i=1}^K F_{di} \cdot [\nabla(W_i/T) - (1/T)F_{mi}] - (1/T)P_g.$$

$$\nabla v + (1/T) \sum_{i=1}^K W_i \cdot \sum_{r=1}^{R_0} v_{ir} \omega_r;$$

где F_q – плотность теплового потока, T – абсолютная температура, K – число компонентов, F_{di} – плотность диффузионного потока i -ого компонента, W_i – химический потенциал i -ого компонента, F_{mi} – сила масс, действующая на i -ый компонент, P_g – диссипативная часть тензора давления, описывающая вязкие силы, R_0 – число протекающих реакций, v_{ir} – стехиометрический коэффициент i -ого компонента r -ой реакции, ω_r – скорость r -ой реакции.

Производство энтропии в соответствии с фундаментальной теоремой Пригожина-Гленсдорфа, определяющей условия эволюции, стационарности и устойчивости [9] дает возможность рассмотреть критерии, описывающие фазовые переходы различных состояний технологической системы.

Критерии тепло-массопереноса устанавливают последовательность структурообразования в обрабатываемом материале и на формируемой поверхности при увеличении мощности воздействий [1, 6]



в которой: $Pe = \omega t / \omega$ – критерий Пекле; $Pr = \nu / \omega$ – критерий Прандтля; $Re = \omega t / \nu$ – критерий Рейнольдса; $In = \beta^* g \nabla T t^2 / \nu^2$ – отношение подъем-

ной силы плавучести к инерционной силе; $Ds = \sigma_k \nabla T t / (\omega \nu)$ – отношение сил капиллярности и вязкости; $Mr = \sigma_k \nabla T t^2 / (\rho \omega \nu)$ – критерий Марангони; $Gr = \beta^* g \nabla T t^4 / \nu^2$ – критерий Грасгофа; $Rl = \beta^* g \nabla T t^4 / (\omega \nu)$ – критерий Рэлея; где t – характерный размер, ω – коэффициент температуропроводности, ν – коэффициент кинематической вязкости, β^* – коэффициент объемного расширения, g – ускорение свободного падения, T – абсолютная температура, σ_k – коэффициент термокапиллярности, ρ – плотность технологической среды.

Критерии, характеризующие электромагнитные потоки при электрофизической и ионно-лучевой обработке оказывают существенное влияние на последовательность поверхностных явлений и помогают управлять формированием свойств обрабатываемого материала [6]

$$Sm(Em/Se) \Rightarrow Si; Mr(Ek) \Rightarrow E(Tk/Ek) \Rightarrow Rl$$

в которых $Sm = IB / (\nu^2 \rho t)$ – критерий магнитного взаимодействия; $Em = \nu E_1 / (H^* B)$ – отношение скорости потока к его теплосодержанию и напряженности электрического поля к его магнитной индукции, $Se = E_1 t^2 / (IR)$ – критерий напряженности электрического поля, $Si = I^2 R / (\nu \rho H^* t^3)$ – энергетический критерий; $E_k = \varepsilon^* \gamma^{*2} \nabla T / \sigma_k$ – отношение термоэлектрической и капиллярной сил; $E = \varepsilon^* \gamma^{*2} \nabla T t^2 / (\rho \omega \nu)$ – термоэлектрический критерий; $Tk = \rho \beta^* g t^2 / \sigma_k$ – отношение подъемной силы плавучести к капиллярной силе; где I – сила тока, B – магнитная индукция, H^* – энтальпия потока, R – электросопротивление, ε^* – диэлектрическая проницаемость, γ^* – коэффициент термоэлектродвижущей силы.

Совокупность критериев тепло-массопереноса и критериев, характеризующих электромагнитные потоки, описывает взаимодействие гидродинамических и электродинамических подсистем в открытой технологической системе электрофизической и ионно-лучевой обработки. Такое взаимодействие осуществляется как на уровне подсистем путем наложения полей и воздействия потоков на технологическую среду, так и на уровне элементов системы, посредством изменения кинематических, динамических и объемных характеристик их проводимости, вязкости и плотности. Использование предложенных последовательностей критериев состояния технологической системы многократно сокращает объем экспериментальных исследований при проектировании комбинированных методов обработки материалов [1, 2, 6].

Таким образом, системный анализ при автоматизированном проектировании методов обработки, помимо эквивалентности и предпочтения,

должен базироваться на доминировании свойств отношений технологических решений [13]. Согласно синергетической концепции доминирование контролируемых параметров приводит к ограничению числа состояний технологической системы, которые определяются отношениями времен релаксации параметров системы. Переходы технологической системы из одного состояния в другое описываются критериями, характеризующими определяющие параметры комбинированных методов обработки материалов.

Список литературы: 1. Хейфец М.Л. Самоорганизация процессов при высокоэффективных методах обработки деталей. - Новополоцк: ПГУ, 1997. - 268с. 2. Синергетические аспекты физико-химических методов обработки / А.И. Гордиенко, М.Л. Хейфец, Б.П. Ремисов и др. - Минск: ФТИ; Полоцк: ПГУ, 2000. - 172 с. 3. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. - М.: Машиностроение, 1975.-223с. 4. Подураев В.Н. Технология физико-химических методов обработки. - М.: Машиностроение, 1985. - 264 с. 5. Рыжов Э.В., Аверченков В.И. Оптимизация технологических процессов механической обработки. - Киев: Наукова думка, 1989. - 192с. 6. Акулович Л.М., Кожуро Л.М., Хейфец М.Л., Зевелева Е.З. Анализ высокоэффективных методов обработки при проектировании технологических комплексов // Инженерно- физический журнал. 1999. Т.72, № 5. - С. 971-979. 7. Голоденко Б.А., Смоленцев В.П. Организация целенаправленного формирования новых методов комбинированной обработки // Вестник машиностроения. 1994. № 4.- С. 25-28. 8. Коршунов Ю.М. Математические основы кибернетики. - М.: Энергоатомиздат, 1987.-496с. 9. Эбелинг В. Образование структур при необратимых процессах: Введение в теорию диссипативных структур. - М.: Мир, 1979. - 279 с. 10. Хакен Г. Синергетика: Иерархии неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах. - М.: Мир, 1985. - 419 с. 11. Олемской А.И., Коплык И.В. Теория пространственно-временной эволюции неравновесной термодинамической системы // Успехи физических наук. 1995. Т. 165, № 10.- С. 1105-1144. 12. Артоболевский И.И., Ильинский Д.Я. Основы синтеза машин автоматического действия. - М.: Наука, 1983.- 280 с. 13. Ящерицын П.И., Аверченков В.И., Хейфец М.Л., Кухта С.В. Анализ свойств отношений технологических решений при проектировании комбинированных методов обработки материалов // Доклады НАН Беларуси. 2001. Т. 46, № 3.- С. 109-113.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Алиев Н.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The increase of a resource of multistage centrifugal pumps can be carried out with application of progressive technological methods: qualitative modeling moulding, affiance of materials used for details of pumps, thermo-chemical processing of the basic details and shaft, assembly. The progressive technological methods have allowed sharply to increase a resource of pumps in 1,5 times before overhaul.

Работа динамических насосов характеризуется подачей, напором, потребляемой мощностью, К.П.Д., а также частотой вращения ротора [1]. Все указанные параметры функционально взаимосвязаны и эта связь отражена в напорных характеристиках агрегата. Характеристики, полученные путем стендовых испытаний или непосредственно в рабочих условиях правомерны в начальный период работы насоса или в период приработочного износа. По мере наработки, увеличения зазоров в машине, под влиянием динамических факторов - вибрации от дебалансов вращающихся масс, навешанных на ротор, изломов и смещений линии вала, агрессивности и дисперсности перекачиваемой среды приводящей к вымыванию и коррекции межлопаточной зоны рабочих колес, направляющих аппаратов и корпусов и т.д., напорная характеристика машины претерпевает изменения.

Многосекционные центробежные насосы являются многокомпонентной функциональной системой, основные параметры которой - напор, производительность, к.п.д., поставлены во взаимно однозначное соответствие от вышеперечисленных факторов, что, в конечном счете, определяет ресурс или возможность дальнейшего использования данного агрегата в работе.

Увеличение ресурсоспособности многоступенчатых центробежных насосов, при прочих равных условиях, всецело зависит от методов и подходов к координации влияния всех динамических, технологических, химико-термических, триботехнических факторов на процесс изготовления основных деталей и сборки насосных агрегатов.

Известно, что эксплуатирующиеся в течение 40 лет многосекционные центробежные насосы водоотливных установок угольных шахт, изготовленные из серого чугуна марок СЧ 20 или СЧ 30, зарекомендовали себя достаточно хорошо [2]. В последнее десятилетие трудами украинских ученых созданы и поставлены на серийное производство многосекционные

центробежные насосы в стальном исполнении. Особенно эта проблема – увеличение быстроходности, производительности и напора насосов становится актуальной в связи с реструктуризацией шахт и увеличения глубин проходки. Однако освоение новых типов насосов, создание ремонтной и эксплуатационной инфраструктур для них, требует значительных капитальных вложений, тогда как для насосов в чугунном исполнении эти проблемы практически решены в широком аспекте.

Для увеличения ресурса многоступенчатых центробежных насосов в чугунном исполнении важным является улучшение технологических подходов к изготовлению и сборке, как их узлов, так и агрегата в целом. Это целесообразно на данном этапе и оправдано как с экономической, так и с эксплуатационной и ремонтной позиции.

При этом, эксплуатируя многоступенчатые центробежные насосы в чугунном исполнении, следует перманентно внедрять насосы в стальном исполнении, с созданием для них ремонтной и эксплуатационной базы.

Это оправдано еще и тем, что с развитием и совершенствованием технологических методов изготовления насосов в чугунном исполнении и переносом этих методов на ремонтную базу можно использовать и запустить в эксплуатацию большое количество вышедших из строя и подлежащих переплавке агрегатов.

Данные, приводимые в настоящей статье являются итогом четырехлетнего опыта изготовления и внедрения в эксплуатацию насосов типа ЦНС из модифицированного чугуна, по технологии термообработки, механической обработки и сборки, разработанных автором, и широко используемых в агрегатах выпускаемых НПО «Специальное конструирование и технология машин – XXI век» («СТКМ – XXI век»).

Высокие механические свойства применяемого чугуна, его антифрикционные свойства, определяемые наличием перлитной структуры пластинчатого графита, [3], легирующих элементов в пограничных слоях, пропитанных маслом, позволяют считать данный материал наиболее соответствующим требованиям, предъявляемым к деталям работающим в тяжелых, экстремальных условиях динамического нагружения.

Изготовленные детали проточной части насоса – кольцевые щелевые уплотнения, рабочие колеса, втулки гидрозатвора и разгрузки подвергаются финишным операциям на специальной технологической оснастке, индивидуальной для каждого изделия и после термообработки все без исключения подвергаются шлифовке и полировке. Такой технологический подход позволил практически для всех деталей проточной части выдерживать технические требования чертежа изделия, снизить до минимума отклонение от цилиндричности, некруглости, конусности, коаксиальности и относительное отклонение поверхностей довести от 0,02 мм до 0,05 мм. Анало-

гичные технологические методы применяются для стальных деталей насосов, работающих в проточной части, т.е. рубашки вала, гайки ротора, дистанционной втулки и т.д. Технологическая оснастка и методы механической и химико-термической обработки, примененные для деталей насосов, позволяют сохранить их геометрию, а также минимальные величины зазоров между рабочими органами поверхностей деталей за весь период работы машины и резко уменьшить их износ.

Именно, отбеливание раструбов и ступиц рабочих колес, термообработка кольцевых щелевых уплотнений до 40..45 HRC, и их шлифовка позволяют установить и выдерживать зазор по линии вала в пределах 0,15..0,2 мм, по втулкам гидрозатвора и разгрузки 0,3..0,35 мм.

Анализ и промеры проводимые по контролю этих зазоров в процессе сборки и работы позволили определить как абсолютную величину изменения зазоров в ступенях по времени, так и скорость изнашивания деталей. На рис.1 показаны графики измерения зазоров по ступеням, причем каждый из графиков охватывает блок близких по значению величин зазоров для группы ступеней. Все типоразмеры насосов ЦНС 300, 180, 60 охватываемы тремя видами аппроксимаций изменений величин зазоров по времени для трущихся пар рабочее колесо – кольцо щелевого уплотнения.

При этом:

$$S_M = S_{M_0} \times e^{nt}, \quad (1)$$

где S_M – изменение зазора во времени;

S_{M_0} – фиксированный первоначальный зазор в паре;

$$n = \begin{cases} 1,439 \times 10^{-4} & \text{– миделевая группа ступеней} \\ 1,325 \times 10^{-4} & \text{– последняя группа ступеней} \\ 1,113 \times 10^{-4} & \text{– первая группа ступеней} \end{cases}$$

Для сравнения на рисунке 1 также приведен график изменения зазора по данным Ясногорского машиностроительного завода и НИИ Института Горной Механики им М.М.Федорова (поз. 4). Практически первоначальный зазор в кольцевом уплотнении первой ступени (поз. 4) по паре в три раза выше, чем у насосов конструктивно-технологического исполнения НПО «СТКМ XXI век». В связи с совершенно иным уровнем химико-термической обработки пары рабочее колесо – щелевое уплотнение в приведенном графике описываемом зависимостью наблюдается резкий рост величин зазоров: до 2..2,5 мм и соответственно большие объемные потери, особенно в многоступенчатых насосах и полная потеря рабочих характеристик, при $t = 6 - 7$ тыс. часов работы [4].

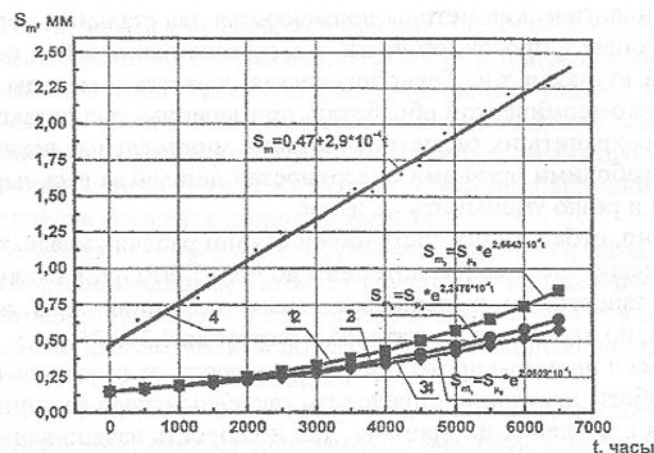


Рис. 1. Изменение зазоров в паре кольцевое уплотнение – рабочее колесо центробежных многоступенчатых насосов.

1. Миделевая группа ступеней
2. Последняя группа ступеней
3. Первая группа ступеней
4. Изменение зазора в переднем уплотнении насоса 5МС-6 по наработкам (по данным НИИГМ им. М.М.Федорова).

Соответственно после преобразований известных зависимостей [5], [6] и с учетом (1) имеем для объемных потерь расчетную зависимость, позволяющую прогнозировать ресурс работы насосов в зависимости от исполнения, материала, термообработки пары рабочее колесо – кольцо щелевого уплотнения:

$$\Delta Q_{\text{ззз}} = \mu \cdot \pi \cdot D_{\text{уг}} \cdot S_{M_0} \times e^{nt} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \Delta P_{\text{уп}}}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент истечения через зазор между рабочим колесом и щелевым уплотнением:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{f l_{\text{ззз}}}{2 b_{\text{ззз}}} + 1,5}}, \quad (3)$$

f – коэффициент трения в паре;

$l_{\text{ззз}}$ – зазор в паре;

$b_{\text{ззз}}$ – ширина и форма кольцевого щелевого уплотнения;

$\Delta P_{\text{уп}} = \gamma \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_{\text{уп}}^2)$ – перепад давления в зазоре;

ω – угловая скорость вращения рабочего колеса;

r_2 – радиус рабочего колеса;

$r_{\text{уп}}$ – радиус щелевого уплотнения.

Составлены программы расчета и построены номограммы для определения объемных потерь и прогнозирования их величин от времени для комбинации конструктивных, физико-механических и термо-химических параметров рабочее колесо – кольцо щелевого уплотнения.

На рисунке 2 приведены графики изменения объемных потерь по ступеням в зависимости от времени, для различных сочетаний пар материалов рабочее колесо – кольцо щелевого уплотнения, при изменении монтажного зазора в паре, в пределах $S_{M_0} = 0,15 \dots 0,3$ мм.

Сравнение величин объемных потерь в насосах конструкции НПО «СКТМ-XXI век» (графики 1-3) с объемными потерями в насосах известных производителей (графики 4-5) показывают, что они на порядок отличаются друг от друга.

Этим и объясняется, что при истечении срока работы насосов (графики 4-5) $t > 7000$ часов, объемные потери сравнимы с производительностью, что ограничивает срок их службы в пределах $t = 7000 \dots 8000$ часов до капитального ремонта. Графики 1-3 (рис. 2) позволяют сделать вывод, о том, что по объемным потерям для насосов НПО «СКТМ-XXI век» можно прогнозировать ресурс их работы до 17-18 тыс. часов, при соответствующем подборе контактирующих пар и монтажных зазоров по линии вала.

Анализ обоих утечек показывает и обосновывает значительное повышение ресурса насосов СКТМ-XXI век до 12..15 тыс. часов по сравнению с известными, где до капитального ремонта ресурс ограничен до 6..7 тыс. часами.

Кроме указанной прогрессивной технологической политики в применении основного материала, каким является чугун, изготавливаемый по специальной технологии для повышения ресурса машин использованы и применены нижеследующие технологические способы и методы:

1. Рабочие колеса изготавливаются с установкой на одну базу, относительное биение дисков доведено до 0,02 мм на периферии колеса, внутренняя зона лопаток на входе потока в рабочее колесо обрабатывается профильными резцами. Балансировка производится снятием металла с основного диска, причем операция производится после пескоструйки лопастной зоны, дебаланс для каждого колеса не превышает 10 грамм на радиусе R175,5 мм. Межлопаточная зона у рабочих колес увеличена суммарно до 10%, за счет изготовления специальной литевой модели и стержневого ящика.

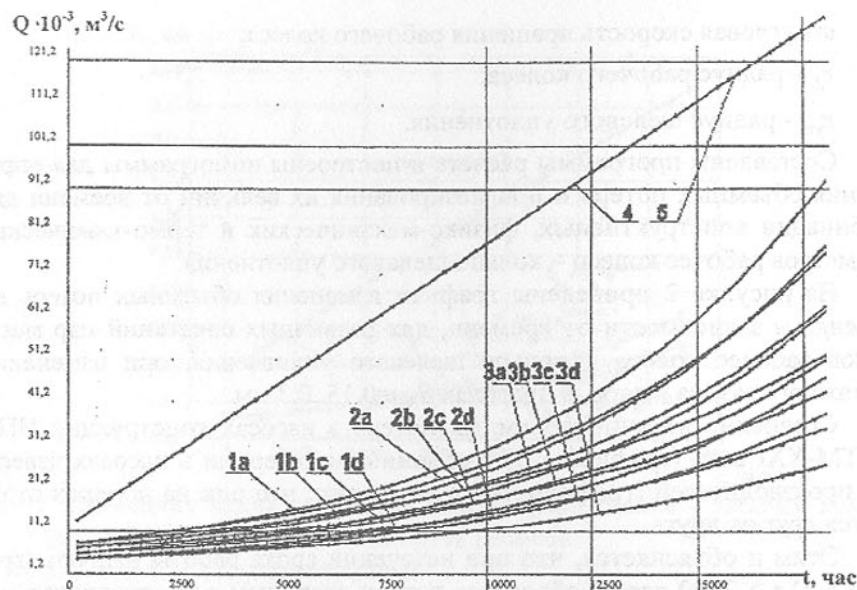


Рис. 2. Графики изменения объемных потерь насосов: - производства НПО «СКТМ-XXI век»: 1 – 3 (a, b, c, d) – при монтажных зазорах $S_{M0}=0,15; 0,2; 0,25; 0,3$, соответственно. Группы ступеней: 1 – миделевая; 2 – первая; 3 – последняя; при значениях $\mu \approx 0,81$; отбеленный чугун HRC₃ 40...46 – чугун СЧ20, HRC₃ 28...32; - других производителей: 4 – при коэффициенте трения $f=0,15$; 5 – при коэффициенте трения $f=0,06$.

2. Валы насосов изготавливаются из высоколегированных сталей марок 20ХН3А; 18ХНВА; ХВГ; 60С2; 9ХС с обязательным старением и раскаткой рабочих поверхностей валов. Контролируется расположение шпонок по длине вала, резьбовые части вала контролируются калибрами, на всех деталях с резьбовыми поверхностями резьба формируется после химико-термической обработки и достигает твердости 50...56 HRC₃; резьбовые поверхности перед нарезкой шлифуются, нарезка резьбы производится металлокерамическими резцами.

3. Кольца разгрузки изготавливаются из сталей 20ХН3А, 40ХН, 5ХНМ, подвергаются цементации, азотированию или другим специальным химико-термическим методам обработки. Твердость колец разгрузки лежит в пределах 58...64 HRC₃.

Диск разгрузки шлифуется после сборки с кольцом разгрузки, посредством установки на оснастке, с строгим соблюдением отклонения от перпендикулярности оси диска к кольцу разгрузки в пределах 0,01...0,015 мм.

4. Корпусные детали, в частности кронштейны, обрабатываются с

одной установки, посадочные бурты и подшипниковые гнезда проверяются индикаторами на отклонения основных поверхностей от плоскостности и некруглости и т.д. Крышки заверяются по базам и обрабатываются посадочная плоскость под кольцо разгрузки, отклонение баз на крышках друг от друга не должно быть больше 0,25 мм.

5. Сборка производится селективно с распределением зазоров по кольцевым щелевым уплотнениям и дебалансам масс. Основой сборки являются технологические карты в которые заполняются все размеры, геометрические отклонения поверхностей, твердостей деталей данного насоса. Карты позволяют отслеживать изменения в рабочей машине за весь срок службы агрегата и анализировать характер эксплуатации его в шахтных условиях.

На рис. 3 показаны порядок измерения по длине ротора зазоров и дебалансов масс для одного из рабочих насосов (ЦНС 300х600).

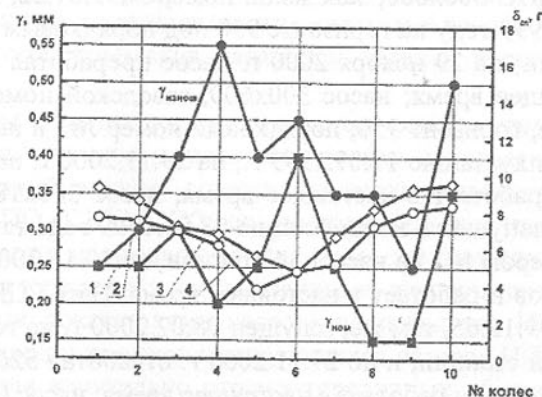


Рис. 3. Графики соответствующих величин зазоров между кольцевыми щелевыми уплотнениями и рабочим колесом, и дебалансов рабочих колес при селективной сборке центробежных многосекционных насосов производства НПО «СКТМ-XXI век»

1. Изменение величин первоначальных зазоров при сборке насоса ЦН 300х600
2. Изменение зазоров после работы насоса при наработке 8150 часов.
3. Распределение дебалансов колес при сборке.
4. Вариант распределения дебалансов колес при сборке (насос ЦН 300х600, зав. номер 021299, гор. 830, шахта им. Ю.А.Гагарина, г.Горловка)

Суммарные зазоры уменьшаются от середины вала насоса к концам пролета (к опорным узлам насоса), дебалансы уменьшаются в обратном направлении вала насоса и достигают минимума в миделевой части.

В итоге, по наработкам, при селективной сборке зазоры после износа

имеют тенденцию к сопряжению, картина изменения вибрационной характеристики незначительна: так при замерах виброскоростей насоса ЦНС 300х600 прибором ПШВ-1 непосредственно в шахтных условиях, получены виброскорости от 2,4 до 3,8 мм/сек. Известно, что среднестатистическая виброскорость для насосов ЦНС согласно ТУ У24166001.001-98 ограничено 7 мм/сек по минимуму.

В результате вышеперечисленных особенностей насосов ЦНС производство НПО СКТМ-XXI век и эксплуатации их на водоотливах Донецкой области был сделан вывод, что средний ресурс их достиг 10-12 тыс. часов до капитального ремонта.

Почти все насосы установленные на главных водоотливах Донецкой области отслеживались по ресурсу и данные обследований и замеров закреплялись обоюдным актом. Примерами могут служить главные водоотливные установки шахты им. Ю.А. Гагарина объединение Артемуголь, г. Горловка: насос ЦНС 300х600, заводской номер №99.01.22, пущен в эксплуатацию 12.01.1999 году на горизонте 950 под порядковым номером №5 в насосной станции; на 29 ноября 2000 г. насос проработал 8520 часов и работает в настоящее время; насос 300х600, заводской номер №02.12.99 установлен там же, горизонт 950, порядковый номер №1 в насосной станции запущен в эксплуатацию 17.07.1999 г.; на 29.11.2000 г. насос проработал 8150 часов и работает в настоящее время; насос 300х180, заводской номер №99.04.33, запущен в эксплуатацию 08.04.1999 года там же на горизонте 830 под номером №1 на насосной станции, на 29.11.2000 г. насос отработал 11600 часов и работает в настоящее время. Насос ЦНС 300х6000, заводской номер 99.12.65, там же, запущен 08.02.2000 г. на горизонте 950, под №4 в насосной станции, и по 29.11.2000 г. отработал 5260 часов с одной заменой гидропаты и работает в настоящее время; насос ЦНС 300х600, зав. номер 99.06.43 установлен там же 10.04.1999 г. на горизонте 950, под номером №7 в насосной станции и до 29 ноября 2000 г. отработал 8450 часов и работает в настоящее время. Насос ЦНС 300х600, зав. номер №991160, капитальный ремонт произведен в НПО «СКТМ-XXI век», смонтирован на шахтном водоотливе шахты им. А.Н. Гаевого, г. Горловка. Запущен в эксплуатацию 05.11.1999 г. на горизонте 560, под №2 в насосной станции водоотлива и на 22 сентября 2000 г. отработал 7150 часов с одной заменой колец гидропаты и работает в настоящее время. Насос ЦНС 300х600 после капитального ремонта произведенного в НПО «СКТМ-XXI век», зав. №20000108, установлен на шахте ГОАО «Октябрьский рудник» на горизонте 547 м. под номером №2 в насосной станции 22 января 2000 г. и на 29 ноября 2000 г. отработал 2430 часов и работает в настоящее время.

Эти примеры являются выборочными и в настоящее время по результатам анализа ресурсоспособности насосов ЦНС изготавливаемых в

СКТМ-XXI век можно утверждать что до капитального ремонта средний ресурс их составляет от 8 до 10-12 тыс. часов рабочего времени.

К основным технологическим вопросам, решение которых позволит обеспечить ресурс работы насосов в чугунном исполнении (даже после капитального ремонта) до 18..20 тыс. часов можно отнести:

1. Создание установок для гидроабразивных методов обработки межлопаточной зоны рабочих колес, и соответственно правомерный переход от статической балансировки рабочих колес к динамической балансировке ротора насоса в сборе. В НПО «СКТМ-XXI век» разработаны специальная технология гидроабразивной обработки межлопаточной зоны не только рабочих колес, но и направляющих аппаратов и корпусов с реализацией метода на стационарной установке, изготавливаемой в настоящее время.

2. Разработка и внедрение специальных способов литья для получения деталей насосов в чугунном исполнении, в том числе литье в оболочковые формы, литье по выплавляемым моделям и т.д. при этом следует оптимизировать геометрические параметры деталей насосов по критерию прочности.

3. Расчеты показывают, что не меняя конструктивных параметров насосов ЦНС в чугунном исполнении, только посредством технологических мероприятий можно довести производительность их с 300 до 320 м³/час; в НПО «СКТМ-XXI век» подготовлены расчеты и технологическая документация на модернизацию ныне действующих типов насосов ЦНС. Это подтверждено многочисленными экспериментальными и эксплуатационными показателями насосов производства НПО «СКТМ-XXI век». Так, в большинстве эксплуатирующихся насосов НПО напор, как для новых, так и для капитально отремонтированных обычно превышает на 6..8% от требуемого.

4. Вибропоказатели насосов ЦНС производства НПО «СКТМ-XXI век» в несколько раз меньше, чем требуется по ТУ №24166001.001-98. Несмотря на то, что в процессе работы они изменяются обычно в сторону роста. Каждый из насосов ЦНС снабжен специальными резьбовыми шпильками, установленными на кронштейнах машин для замера вибропараметров агрегатов по истечении времени, что позволяет отследить их изменение относительно заводского исполнения. Важным направлением работ является накопление статистических данных и разработка методов вибродиагностики насосных агрегатов.

5. Разработанные устройства визуального контроля за работой насосов НПО «СКТМ-XXI век» уменьшает вероятность их выхода из строя по вине эксплуатационников.

Список литературы: 1. ГОСТ 6134-87. Насосы динамические. Методы испытаний. 2. ТУ У 24166001.001-98. Насосы центробежные многоступенчатые секционные типов ЦНС 60, 180, 300. Донецк, 1998. 3. Трение, изнашивание и смазка. Справочник, книга 2. Под редакцией д-ра техн. наук проф. Н.В. Крательского и канд. техн. наук В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978 г. – 360 с. 4. В.С. Пак, В.Г. Гейер. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки. – М.: Углетехиздат, 1950. – 427 с. 5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов. /Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982 г. – 423 с. 6. А.П. Васильев, В.М. Кудрявцев, В.А. Кузнецов и др. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. – М.: Высш. шк., 1967 г. – 674 с.

Статья поступила в редакцию 9.04.2001г.

ГИДРОАБРАЗИВНЫЙ МЕТОД ОБРАБОТКИ РАБОЧИХ КОЛЕС - ОСНОВА УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСОВ

Алиев Н.А., Сахби Зантур (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Engineering diagnostic of composite dynamic systems the drives, pumps treat to which one, geared-turbine sets demands mining information, engineering and software on the basis of persistence of technological and engineering parameters of machines. The absence of persistence of a spectrum of chattering and acoustic oscillations in multisection pumps has demanded mining a special method - hydroabrasive handling of interbladed zones of working turbines. The application of hydroabrasive handling cleans shank bore of the turbine and allows to receive impellers identical one another, that in the total after machining job them for each pompe allows to have a close spectrum parameters vibration.

В механических системах повышение надежности и ресурса машины напрямую связано с возможностью раннего обнаружения дефектов и разработкой методов их технической диагностики.

Известно, что к основным видам диагностической информации для таких сложных динамических систем как двигатели, насосы, планетарные редукторы, турбозубчатые агрегаты и т.д. относятся: спектр вибрации элементов конструкции; спектр акустических колебаний; значение параметров, характеризующих функционирование системы; состояние соприкасающихся сред и т.д. [1].

Наиболее важным и действенным для технической диагностики многосекционных шахтных насосов, из-за спецификации их конструкции и работы, является анализ спектра их вибрации и акустических колебаний.

Однако стохастический характер спектра колебаний насоса из-за многочисленных случайных факторов и технологических несовершенств основных деталей не позволяет составить для технической диагностики их информационное и техническое обеспечение.

В этом случае важнейшей инженерной задачей становится обеспечение постоянства технологических и технических параметров изготавливаемых насосов, а также исключение или уменьшение влияния случайных факторов на вибропараметры машин для минимизации и адекватности их.

Принято считать, что минимизация вибропараметров центробежных многосекционных насосов, относящихся к механическим машинам, всецело зависит от методов и точности динамической балансировки ротора насоса с навешенными на него рабочими колесами (турбинами) на собственных подшипниках [2].

Вид амплитудно-частотной характеристики, число узловых форм, укладываемых по длине ротора, величины виброскорости и виброускорений и т.д. оказывает влияние на форму и характер износа переднего щекового уплотнения и горловины рабочего колеса насоса. В свою очередь величина износа определяет объемные потери по перетокам, что соответственно характеризует работоспособность и уровень технологичности насоса в целом.

При прочих равных условиях – типа насоса, числа секций, конструкции и типа подшипниковых узлов, величины выполненного допуска на базовые размеры крышек всасывания и нагнетания, технологии изготовления вала насоса и т.д. вибропараметры агрегата полностью зависят от конструкции и исполнения рабочего колеса. Именно от вида литья, технологии изготовления и термообработки, геометрических и трибомеханических параметров рабочего колеса (турбины), методов финишных операций, зависит спектр вибрации и акустических колебаний агрегата как динамической машины.

Многочисленные исследования более чем трех тысяч рабочих колес разных модификаций и производств показали, что спектр разброса технических и технологических параметров колес очень велик и одной только динамической балансировкой невозможно гарантировать минимизацию вибропараметров насоса. Разработанные одним из авторов, в научно-производственном объединении “Специальное конструирование и технологии машин – XXI век”, специальные технологические методы литья, механической и термической обработки рабочих колес, со статической балансировкой каждого из колес и динамической балансировкой ротора в сборе не привели к действенному уменьшению вибропоказателей агрегата в процессе эксплуатации. Причем, как рекомендовано и внедрено в машинах “НПО СКТМ-XXI век”, для уменьшения вибропоказателей агрегата,

сборку насоса в обязательном порядке проводят селективно, с оптимизацией по зазорам, дебалансам и весам колес. За счет указанных мероприятий удалось снизить первоначальный (при пуске) уровень виброскоростей до $3,4 \div 3,8$ мм/сек при допуске $7,8 \div 8,2$ мм/сек [3]. Однако в процессе эксплуатации, как показали замеры, на всех без исключения насосах наблюдается изменение вибропоказателей машины, причем рост вибрации почти всегда превышал допустимые значения. Как следствие, наблюдается прогрессирующий износ по переднему кольцевому уплотнению и, соответственно, увеличение объемных и дисковых потерь, изменение напорной характеристики.

Кроме анализа и корректировки рабочих колес, изготавливаемых по моделям "НПО СКТМ-XXI век", сравнения их между собой и отработки методики их совместности в насосе, анализу подверглись и рабочие колеса многочисленных изготовителей насосов Украины. Результатом сравнения по многочисленным параметрам рабочих колес различных производителей будет посвящена отдельная работа. Анализ параметров рабочих колес показали, что в одной и той же машине не рекомендуется комбинация колес различных производителей. Это связано с тем, что при изготовлении колес применяются различные технологические методы, отсутствует единая система выходного технического контроля при производстве колес, а также имеют место существенные отклонения деталей от требований чертежа рабочего колеса.

Имеются отклонения по наружным диаметрам колес, диаметрам колес, диаметрам и длине ступицы, отклонения торцевого и радиального биений в несколько десятков раз превышающие допустимые, разницы в шагах лопаток и углах входа и выхода лопаток на одном и том же колесе, что резко сказывается на дебалансе колес.

Кроме того, перебег по шагу между лопастями колеса достаточно сильно влияет на неравномерность объема проходящей через межлопаточные зоны жидкости, что тоже изменяет спектр вибрации.

Особенно это ярко просматривается на колесах производства завода ДонГормаш, завода "Центролит". Здесь разность по шагу составляет $\Delta_{ш}=8,0$ мм. Переменными являются и ширина межлопаточной зоны на выходе из колеса, толщина дисков и лопаток и, соответственно, большие величины дебалансов колес. Например, на колесах завода "Центролит" (чугунное литье) выборка дебалансных масс достигает порой по хорде $L=200 \div 220$ мм, при угле $\alpha=56 \div 61^\circ$, что соответствует выбранной массе $m_c=140 \div 148$ гр и глубине врезания $h=2,0$ мм; на колесах АО "Буран", соответственно $L=300 \div 325$ мм при угле $80 \div 88^\circ$ при $m_c=128$ гр, при глубине врезания $h=1,5$ мм на радиусе $R=185$ мм. Визуальный осмотр колес в стальном исполнении, например АО "Буран", выявляет межлопаточную огранку,

биение покрывного диска до $1,5-1,8$ мм относительно базы, что недопустимо, т.к. вызывает петлеобразное движение дисков колеса в рабочей среде и резко увеличивает вибрацию и дисковые трения, соответственно, уменьшение КПД агрегата. Осмотр и весовой обмер колес показывает значительный разброс их повесу от 20 кг 200 г до 26 кг 900 г. Даже в одной и той же плавке (завод "Центролит" г. Сумы) колес наблюдается большой разброс их по весу от 21 кг 300 г до 23 кг 600 г. Была осуществлена разрезка колес в продольном и поперечном направлениях, их анализ и взвешивание. Во всех случаях в межлопаточной зоне колес наблюдается разнотолщинность дисков, лопаток, ступицы; на дисках и лопатках наплывы, пригары, пористые структуры невысокой твердости и т.д. Практически весь комплекс отклонений параметров колес может быть сужен селекцией и подбором колес при сборке с учетом дебалансов, веса колес и зазоров по передним уплотнениям, однако это значительно усложняет сборку насоса.

Такая селекция оправдана только при использовании технологии изготовления рабочих колес по методике, разработанной в "НПО СКТМ-XXI век". Однако наличие вышеуказанных дефектов внутренних полостей колес, после достаточной эксплуатации насосов и вымывания рабочей зоны, полностью изменяет как вибропараметры, так и напорную характеристику агрегата. Именно изменение геометрии и веса колес в процессе эксплуатации усложняет разработку и использование методов технической диагностики их информационного, технического и математического обеспечения.

Проблема может быть решена при использовании предварительной гидроабразивной обработки рабочего колеса [4] после механической обработки, но до балансировки колес и ротора в сборе.

Известны методы гидроабразивной обработки [5], [6] различных сложноориентированных деталей, например для оптикомеханической промышленности, где в специальных резервуарах под давлением прокачивается жидкость с абразивом, воздействующая на изделие и осуществляется снятие заусениц и зачистка поверхности деталей [5]. Причем обработка носит случайный и неравномерный характер, т.к. нет постоянной ориентации обрабатываемых поверхностей относительно гидроабразивной струи.

Случайное, стохастическое действие гидроабразивной пульпы на рабочее колесо или направляющие аппараты лопастных машин не может содействовать обработке межлопаточной зоны, т.к. пространство между лопатками закрыто покрывным и основным дисками.

Кроме того обработка сложноориентированных каналов простым воздействием какого-либо соплового аппарата по времени может быть значительным, а воздействие струи на обрабатываемую поверхность случайным и малоэффективным.

Для увеличения эффекта воздействия гидроабразивной пульпы на обрабатываемую сложноориентированную поверхность с ограниченным доступом, например межлопатную зону рабочих колес лопастных машин, предлагается обработку производить посредством встречного движения гидроабразивной пульпы, направленной сопловыми блоками в межлопатной канал с вращательным и колебательным движением колеса. Вращение обрабатываемого изделия производится вокруг геометрической продольной оси колеса или направляющего аппарата и т.д. Колебательное движение происходит в поперечной плоскости колеса, причем каждая из обрабатываемых точек совершает за счет специального устройства петлеобразное движение в плоскости поперечной симметрии (рис.1).

В процессе вращения колеса вокруг продольной оси, каждая из точек колеса дополнительно описывает петлеобразную кривую в виде лемнискаты Бернулли [7]. То есть в поперечном направлении от периферии колеса к центру каждая точка колеса описывает петлеобразное движение, и полученные фигуры герметичны друг другу и по размерам убывают к центру телесного угла, т.е. к точке O_2 .

Такое петлеобразное движение точек колеса позволяет производить гидроабразивную обработку не точечным воздействием струи на колесо, а перемещать петлеобразно обрабатываемую поверхность относительно потока пульпы.

Работа частиц струи, т.е. ее способность за достаточно короткий промежуток времени произвести качественную зачистку рабочей поверхности межлопаточной зоны, будет зависеть от абсолютной скорости движения колеса (или поверхности колеса). В данном случае абсолютная скорость движения колеса будет являться векторной суммой относительной скорости вращения точки вокруг оси O_1O_3 переносной скорости петлеобразного движения.

Суммарная работа струи возрастает за счет того, что абсолютная скорость перемещения обрабатываемой зоны является векторной суммой указанных скоростей. Причем ближе к периферии колеса (к выходу струи из межлопаточной зоны) чистота обрабатываемой поверхности улучшается т.к. в общем случае линейная скорость перемещения растет от центра к периферии.

Для принятой структурно-расчетной схемы гидроабразивной обработки (рис.1) введены обозначения:

R_1 - радиус поворота геометрического центра обрабатываемой детали относительно опорного шарнирного узла (точка O_1);

R_2 - радиус внутренней сферы наружной обоймы самоустанавливающегося верхнего опорного узла;

R_3^p - текущий радиус - вектор лемнискаты Бернулли, описываемой

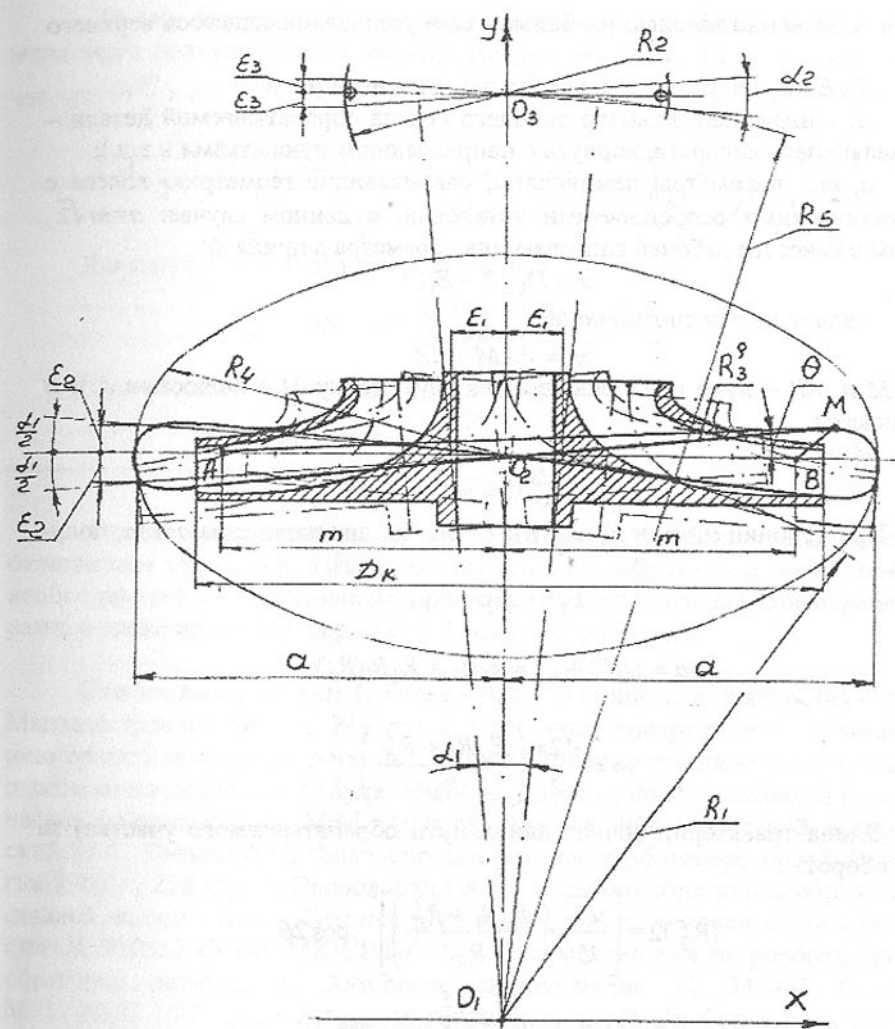


Рис.1. Структурно-расчетная схема гидроабразивной обработки точкой обрабатываемой детали;

R_4 - радиус сферы, описанной вокруг пространственной фигуры, образующая которой представляет лемнискату Бернулли для фиксированной точки детали;

R_5 - геометрическая длина оси, соединяющая верхний O_3 и нижний O_1 опорные узлы установки;

α_1, α_2 - соответственно углы вершин конусов, описываемых осью

детали собственно деталию и облойкой самоустанавливающегося верхнего узла;

E_1, E_2, E_3 - хорды дуг поворота детали и шарниров;

D_k - наружный диаметр рабочего колеса обрабатываемой детали - направляющего аппарата, корпуса с направляющими лопатками и т.д.);

a, m - параметры лемнискаты, связывающие геометрию колеса с кинематическими особенностями установки, в данном случае: $a = m\sqrt{2}$, причем в качестве рабочей гипотезы для параметра a принято:

$$a = D_k/2 + E_1,$$

- для m имеем соотношение:

$$m = \sqrt{AM \cdot MB}$$

где AM и MB - лучи соединяющие текущую точку M с полюсами A и B лемнискаты.

Имеем:

$$(R_3^p)^2 = m^2 \cdot \cos 2\theta,$$

При условии $\alpha_1 = \alpha_2$ и $E_1 = R_1 \cdot \alpha_1$; $E_2 = R_k \cdot \alpha_2$, для параметра a и m получаем:

$$E_1 = E_2 R_1 / R_k,$$

$$a = D_k/2 + E_1 = \pi(R_k + E_2 R_1 / R_k),$$

$$m = \frac{\sqrt{2}\pi}{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right).$$

Длина траектории точки (длина пути обрабатываемого участка) за один оборот:

$$(R_3^p)^2 = \left[\frac{\sqrt{2}}{2} \pi \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) \right]^2 \cdot \cos 2\theta,$$

$$S = \frac{\pi\sqrt{2}}{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) \int_0^{\pi} \frac{d\Theta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \sin^2 \Theta}}$$

После применения подстановки $2\sin^2 \theta = \sin^2 \varphi$ (т.к. $\theta < \frac{\pi}{4}$, то $2\sin^2 \theta < 1$), окончательно получаем:

$$S = \frac{\pi\sqrt{2}}{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) \int_0^{\pi} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \frac{1}{2} \sin^2 \varphi}} = \frac{\pi\sqrt{2}}{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) K \left(\frac{1}{\sqrt{2}}; \varphi \right)$$

То есть длина траектории точки колеса за один оборот будет выражена через полный эллиптический интеграл 1-го рода, в предельном случае при $\theta = \frac{\pi}{4}$ и $\varphi = \frac{\pi}{2}$ имеем для длины четверти лемнискаты:

$$S = \frac{\pi\sqrt{2}}{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \frac{1}{2} \sin^2 \varphi}} = \frac{\pi\sqrt{2}}{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) K \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right)$$

Для полной длины траектории точки:

$$S_0 = 4S = 2\pi\sqrt{2} \left(\frac{E_2 R_1 + R_k^2}{R_k} \right) K \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right)$$

Время одного оборота при n об/мин составит:

$$t_0 = \frac{60 R_k n}{2\pi\sqrt{2} (E_2 R_1 + R_k^2) K \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right)}$$

Используя зависимости [4] и [8] представляется по полученным соотношениям спроектировать установку для гидроабразивной обработки с необходимыми геометро-кинематическими и технологическими параметрами, а также производить расчеты режимов обработки.

Список литературы: 1. Биргер И.А. "Техническая диагностика" М. Машиностроение 1978 г., 240 стр. 2. Временная инструкция по применению средств и методов снижения уровня вибрации стационарных машин шахт и обогатительных фабрик. Изд. Институт Горной Механики и технической кибернетики им. М.М. Федорова, Донецк 1968 г., 88 стр. 3. Браковский М.А., Сивков А.П. "Балансировка роторов турбогенераторов". Энергия 1966 г., 218 стр. 4. Проволоцкий А.Е. "Струйно-абразивная обработка деталей машин". Киев., Техника 1989 г., 277 стр. 5. Авторское свидетельство № 730557 СССР, МКИ³В24С 3/12. Устройство для гидроабразивной обработки деталей. 6. Авторское свидетельство № 740485 СССР, МКИ³В24С 3/22. Устройство для гидроабразивной обработки деталей. 7. А.Н. Михайлов, Р.С. Седиков, Р.С. Ландик, Е.С. Муравья "Разборка структурного обеспечения процесса проектирования автоматических роторных линий для производства самостопорящихся гаек". В сб. "Прогрессивные технологии и системы машиностроения". Международный сборник научных трудов. Донецк: Дон ГТУ, 1999 г., 8 - стр. 160-164. 8. Билик Ш.М. "Абразивно-жидкостная обработка металлов" М. Машиностроение, 1960 г., 198 стр.

Статья поступила в редакцию 15.06.2001г.

К ВОПРОСУ ОБ АНАЛИЗЕ ПРОЦЕССОВ ПРИ УПРОЧНЕНИИ ДУГОРАЗРЯДНОЙ ПЛАЗМОЙ

Алимов В.И., Егоров Н.Т., Крымов В.Н. (ДонГТУ, Донецк, Украина)

In the article the physical processes that take place in the time of strengthening of machine details by the electric arc plasma are described. The theoretical value of special heat flux was calculated.

Дугоразрядная угольная плазма, возникающая между угольными электродами, может успешно использоваться для локального упрочнения стальных изделий в машиностроении из широкой номенклатуры сталей [1]. Такое упрочнение обуславливается не только термическим [2, 3], но и химическим воздействием, которое заключается в разрушении материала угольного анода, перенесении его к поверхности стального изделия и дальнейшем перемещении в нём. При оплавлении поверхности и последующем конвективном перемешивании тонкого расплавленного слоя насыщение приповерхностного слоя изделия материалом электрода протекает достаточно интенсивно несмотря на небольшую длительность воздействия. Проведенные эксперименты показали, что при дугоразрядной обработке стали в зависимости от сочетания параметров (химсостава стали, исходной структуры, силы тока, длительности воздействия материала электродов) возможно образование структур с содержанием углерода от 0,8 до 4,3 % и более.

Особенностью угольной дуги высокой интенсивности (примерная граница образования 50-80 А) является возникновение двух плазменных потоков – анодного и катодного, движущихся навстречу друг другу со скоростями порядка 10^3 - 10^5 см/с [4]; анодный поток представляет собой пар, состоящий на 95 % из атомов углерода. Природа катодного потока плазмы иная: он образуется вследствие подсасывания холодного воздуха извне в столб дуги в месте его сужения (вблизи катода), разогрева и выталкивания вдоль оси столба в виде плазменной струи. Сужение струи возникает вследствие пинч-эффекта, т.е. радиально направленных сил, вызванных собственным магнитным полем дуги. Из этого следует, что основным источником атомов углерода, в случае применения углеграфитовых электродов, в плазме дугового разряда является анодный поток.

Существуют экспериментальные данные, связывающие мощность электрической дуги и скорость испарения материала анода, в соответствии с которыми для испарения вещества, находящегося в кратере анода, необходима мощность порядка $1,3 \cdot 10^5$ Вт*с/г [4].

В настоящей работе проводили математический анализ процессов, имеющих место при воздействии плазмы косвенного дугового разряда на

поверхность стального образца, используя экспериментальные данные из работы [4] и некоторые положения молекулярно-кинетической теории газов.

Из [4] для угольной дуги высокой интенсивности (200 А) были взяты экспериментальные значения следующих величин:

- температура плазмы 6000-8000 К;
- плотность $1,35 \cdot 10^{-5}$ г/см³;
- скорость анодного потока плазмы $3,5 \cdot 10^4$ см/с.

Для расчётов принимали следующие допущения:

- плазма является несжимаемым газом;
- плазма состоит полностью из атомов углерода;
- температура и скорость анодного потока плазмы остаются постоянными на пути от электродов до поверхности образца.

Воздействие плазмы косвенного разряда на поверхность образца схематично показано на рис. 1.

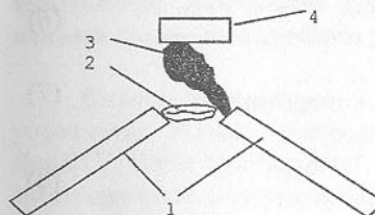


Рис. 1. Схема процесса воздействия косвенной угольной дуги: 1 – электроды; 2 – катодная плазма; 3 – анодная плазма; 4 – образец

Необходимо заметить, что процессы при воздействии дуги, горящей на переменном токе (вплоть до сверхвысоких частот), практически не отличаются от процессов при постоянном токе [8].

Из схемы на рис. 1 очевидно, что воздействие косвенной дуги на образец описывается процессами конвективного тепло-массопереноса. Рассчитаем плотность теплового потока от плазменной струи к поверхности образца используя формулу (1) и зависимость числа Стантона St от критериев Прандтля и Рейнольдса (2), [5, 6]:

$$q = St \cdot \rho \cdot C_p \cdot V \cdot (T_n - T_{об}), \quad (1)$$

$$St = 0.763 \cdot Re^{-0.5} \cdot Pr^{-0.6}, \quad (2)$$

где q – удельный тепловой поток, Вт/м²;

ρ – плотность плазмы, кг/м³;

$T_n, T_{об}$ – температуры плазмы и образца, соответственно, К;

C_p – изобарная теплоёмкость, Дж/(кг*К);

V – скорость плазменного потока, м/с;

Re, Pr – критерии Рейнольдса и Прандтля, соответственно, которые вычисляются по формулам (3, 4).

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu}, \quad (3)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu^* \rho^* C_p}{\lambda}, \quad (4)$$

где d – диаметр анодной струи, м
 ν – кинетическая вязкость, м²/с;
 λ – теплопроводность, Вт/м*К

Неизвестные величины C_p , λ , ν найдём используя молекулярно-кинетическую теорию [5, 7].

$$\lambda = \frac{1}{3} \cdot i \cdot \bar{V} \cdot l \cdot \rho \cdot C_v, \quad (5)$$

где i – величина, равная 5/2 (принято, что плазма одноатомный газ);
 $\bar{V}$ – средняя скорость теплового движения атомов, м/с;
 l – длина свободного пробега, м;
 C_v – изохорная теплоёмкость, Дж/(кг*К);
 $\bar{V}$, l , C_v находим из формул (6-8).

$$\bar{V} = \sqrt{\frac{8 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot m}}, \quad (6)$$

$$l = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot d_s^2 \cdot n}}, \quad (7)$$

$$C_v = \frac{3}{2} Rm, \quad (8)$$

где K – постоянная Больцмана, Дж/К;
 T – температура, К;
 m – масса атома, кг;
 d_s – эффективный диаметр столкновения, м;
 n – концентрация частиц;

Rm – молекулярная газовая постоянная, равная отношению универсальной газовой постоянной к молекулярной массе.

Концентрацию частиц находим из формулы (9), считая, что плазма вследствие низкой плотности, близка по свойствам к идеальному газу [4]:

$$n = \frac{P}{K \cdot T}, \quad (9)$$

где P – давление (принимается равным атмосферному), Па;

Изобарную теплоёмкость определим по известной из термодинамики зависимости: $C_p - C_v = R$.

Вязкость находим по формуле (10):

$$\nu = \frac{\bar{V} \cdot l}{3}, \quad (10)$$

Найденные таким образом по формулам (5-10) значения теплоёмкости $C_p \approx 700$ Дж/(кг*К), вязкости плазмы $\nu \approx 1,43 \cdot 10^{-5}$ м²/с, длины свободного пробега частиц $l \approx 1,33 \cdot 10^{-3}$ м и других величин при подстановке в формулы (1, 2) дают значение теплового потока, равное для принятого диапазона температур плазмы $(0,3-0,4) \cdot 10^3$ Вт/см².

Полученные ранее [1] значения плотности теплового потока, которые были определены эмпирически по известной одномерной зависимости температуры от плотности теплового потока и времени воздействия (температуры, равные температурам критических точек Ас1 и Ас3 определяли по структуре на микрошлифах), составляли $(0,6-1,5) \cdot 10^3$ Вт/см² для диапазонов токов 160-320 А. Меньшую величину расчётного значения можно объяснить тем, что в расчетах не был учтен перенос тепла за счет переноса массы углерода.

Таким образом, выбранная математическая модель достаточно удовлетворительно описывает процессы теплопереноса при химико-термическом упрочнении изделий в машиностроении при воздействии плазмой косвенного дугового разряда с учетом принятых допущений.

Список литературы: 1. Алимов В.И., Крымов В.Н. Поверхностное упрочнение сталей электродуговой плазмой. Збірник наукових праць ДонДТУ. Серія "Металургія". Вип. 14.- 1999. С. 137-143. 2. Особенности электродуговой поверхностной закалки валковых сталей/ В.Н. Давыдов, Р.И. Силин, Н.Н. Давыдова, А.А. Киричков и др.// Бюллетень НТИ. Черн. металлургия.- 1990, №5. С. 32-34. 3. Упрочнение кулачков распределительного вала электрической дугой: Заявка 61207517 Япония, МКИ С 21 Д 6/00 /Кавасути Масатоси, Тодзима Мабуо, Йосинаси Хироси.- Оpubл. 08.03.85, сер.№60-46200. 4. Финкельбург В., Меккер Г. Электрические дуги и термическая плазма.- М.: Изд. ин. лит., 1961.- 370 с. 5. Юдин Б.Н. Теплопередача. - М.: Высш. шк., 1981.- 319 с. 6. Металлургическая теплотехника. Т.1. Теоретические основы/ Кривандин В.А., Арутюнов В.А., Мострюков Б.С. и др.//М.: Металлургия, 1986.- 424 с. 7. Гиршфельдер Дж., Кертисс У., Берд Р. Молекулярная теория газов и жидкостей. - М.: Изд. ин. лит., 1961.- 929 с. 8. Райзер Ю.П. Физика газового разряда. - М.: Наука, 1987.- 529 с.

Статья поступила в редакцию 5.06.2001г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДПРЕССОВКИ ДИСПЕРСНОЙ МАССЫ ШНЕКОВОЙ МАШИНОЙ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПРОМБЫТТОХДОВ

Антонюк С.И., Парфенюк А.С., Топоров А.А.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The mathematical model of process of a stumping of industrial and municipal waste by the auger machine has been considered. The basic design sizes of an obturating device and technological forces on details of the machine have been defined.

Предложенный ДонГТУ комплексный метод совместной переработки промышленных и бытовых углеродистых отходов предполагает получение из твердых и жидких отходов исходных рабочих смесей требуемого качества и их последующий термолиз [1-2]. Важнейшим управляющим фактором процесса является давление уплотнения смеси промбыттоходов. Оптимальное и стабильное значение объемной плотности смеси позволяет получать продукты с необходимыми свойствами.

Свойства промбыттоходов таковы, что их уплотнение целесообразно проводить в несколько стадий. Первая стадия осуществляется в специальной двухшнековой смесительно-прессующей машине (СПМ) [3], где совмещены операции смешения, добавления связующих и подогрева смеси. Для увеличения плотности смеси от 350-400 до 800-900 кг/м³ на выходе СПМ предусмотрена зона уплотнения (рис. 1), в которой расположена заслонка 1, перемещающаяся вдоль валов шнеков 2 по направляющим 3, связанным с пружинами 4. Пружинные узлы крепятся снаружи корпуса на кронштейнах с возможностью регулировки.

При работе смесителя смесь проталкивается через канал 5 и уплотняется за счет воздействия шнеков при давлении, определяемом силой упругости пружин и формой канала. Канал 5 оказывает существенное влияние на производительность, энергоемкость и качество уплотнения [4]. Его основное назначение состоит в том, чтобы уплотнить - "срастить" спиральные потоки массы, выдаваемые выпорными лопастями двух шнеков, и выровнять скорости частей массы по сечению потока.

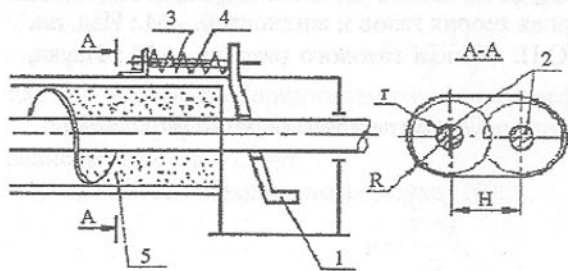


Рис. 1. Уплотняющий канал СПМ

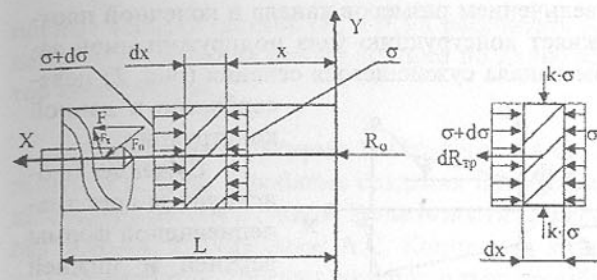


Рис. 2. Расчетная схема к определению давления на материал

риал показана на рис.2.

На бесконечно малый элемент материала dx действуют сила трения, сила давления шнеков и сила упругости пружин.

$$\sum R_x = 0: \sigma \cdot S - (\sigma + d\sigma) \cdot S + dR_{mp} = 0, \quad (1)$$

где σ - напряжение в материале от действия шнеков; S - площадь поперечного сечения канала; R_{mp} - сила трения материала о поверхность.

Сила трения определяется по формуле:

$$dR_{mp} = f \cdot k \cdot \sigma \cdot \Pi \cdot dx,$$

где f - коэффициент трения материала о поверхность канала, k - коэффициент бокового давления, Π - периметр канала.

Подставив R_{mp} в (1) и проведя преобразования имеем:

$$\frac{d\sigma}{\sigma} = f \cdot k \cdot \frac{\Pi}{S} dx \quad (2)$$

Обозначим $\varphi = k \cdot f \cdot \Pi / S$ - критерий, комплексно характеризующий геометрические параметры канала и физико-механические свойства сырья.

Проинтегрировав правую и левую части (2) и преобразовав, имеем:

$$\sigma = c \cdot e^{\varphi \cdot x}, \quad (3)$$

где c - константа интегрирования.

При $x=0$ $\sigma = \sigma_0 = R_0/S$, где σ_0 - противодействие, оказываемое на материал при выходе из канала усилием R_0 . Отсюда находим константу c и затем давление, создаваемое выпорными лопастями шнеков:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot e^{\varphi \cdot x}, \text{ и при } x=L: \quad \sigma = \sigma_0 \cdot e^{\varphi L} \quad (4)$$

Умножив правую и левую части (4) на S получим силу давления шнеков, выраженную через усилие противодействия заслонки R_0 :

$$R_{max} = R_0 \cdot e^{\varphi \cdot L} \quad (5)$$

При выборе сечения канала исходим из требования минимальности энергозатрат на продвижение и уплотнение материала и моделируем напряженно-деформированное состояние смеси, чтобы получить технологические нагрузки. Расчетная схема к определению давления на матери

Сила R возрастает с увеличением размеров канала и конечной плотности материала. Это усложняет конструкцию узла подпружиненной заслонки. Поэтому применение канала сужающегося сечения (рис. 2) целесообразно в данной конструкции.

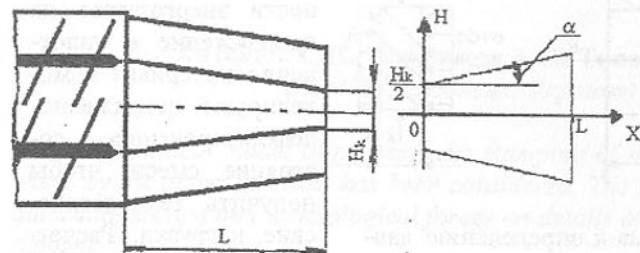


Рис. 2. Элемент канала переменной ширины

Сужение происходит за счет трапецевидной формы верхней и нижней граней канала. Можно было бы вообще избежать применения заслонки, однако сильное сужение канала привело бы к обратному току материала из-за высокого сопротивления, резкому увеличению потребляемой мощности и возможному самозаклиниванию спрессованной смеси.

Чтобы определить давление на материал, создаваемое выпорными лопастями шнеков, проинтегрируем левую и правую части выражения (2):

$$\ln \sigma - \ln c = \int f \cdot k \cdot \frac{\Pi}{S} \cdot dx \quad (6)$$

При малых углах конуса можно принять, что боковая часть поперечного сечения представляет собой полуокружность радиуса R .

Периметр и площадь поперечного сечения горизонтального канала переменной ширины $H(x)$ в координатах xH (рис.2) соответственно:

$$\Pi = f(x), \quad \Pi = 4 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha + 2 \cdot H_k + 2 \cdot \pi \cdot (R + 2 \cdot r)$$

$$S = f(x), \quad S = 4 \cdot R \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha + 2 \cdot R \cdot H_k + \pi \cdot (R^2 - 2 \cdot r^2)$$

Введем обозначения:

$$b_1 = 2 \cdot H_k + 2 \cdot \pi \cdot (R + 2 \cdot r), \quad b_2 = 2 \cdot R \cdot H_k + \pi \cdot (R^2 - 2 \cdot r^2)$$

Проинтегрировав правую часть выражения (6) и аналогично выводу формулы (4) определив константу интегрирования, после преобразований получим выражение для давления, создаваемого лопастями шнеков:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot e^{\frac{k \cdot f}{R} \left[x + \frac{(b_1 \cdot R - 1)}{4R \operatorname{tg}(\alpha)} \cdot \ln \left(\frac{4R \operatorname{tg}(\alpha) x + b_2}{b_2} \right) \right]}$$

$$\text{при } x = L \quad \sigma = \sigma_{\max} = \sigma_0 \cdot e^{\frac{k \cdot f}{R} \left[L + \frac{(b_1 \cdot R - 1)}{4R \operatorname{tg}(\alpha)} \cdot \ln \left(\frac{4R \operatorname{tg}(\alpha) L + b_2}{b_2} \right) \right]}$$

Сила противодействия аналогично выражению (5) с учетом площади поперечного сечения канала на выходе участка.

Разработанная модель позволяет определить давление, необходимое для подпрессовки промбытотходов (σ) и соответствующие нагрузки на вы-

порные лопасти шнеков (F_n и F_r) и рассчитать мощность привода, распределение давления на стенки корпуса по длине канала и прочность элементов конструкции.

Список литературы: 1. Парфенюк А.С., Веретельник С.П., Кутняшенко И.В. и др. Проблема создания промышленных агрегатов для твердых углеродистых отходов. Возможности ее решения// Кокс и химия 1999. №3. с.40-44. 2. Парфенюк А.С. Концепция крупномасштабной комплексной переработки твердых углеродистых промбытотходов. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, Вып. 13.– 272 с. 3. Парфенюк А.С., Антонюк С.И., Топоров А.А. и др. О создании новой техники для компаундирования промбытотходов. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, Вып. 13.– 272 с. 4. Силин В. А. Динамика переработки пластмасс в червячных машинах. М.: Наука, 1972.-150с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2001г.

КОМПЕНСАЦИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ ОБРАБОТКИ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ

Бабин О.Ф., Ковалев В.Д., Мельник М.С.

(ДГМА, г. Краматорск, Украина),

Новиков В.А. (ЗАО НКМЗ г. Краматорск, Украина)

In work existing methods of achievement of accuracy of processing on the metal cutting equipment, their merits and demerits are considered. The combined method of indemnification of elastic deformations is offered and his advantages are proved. The example of practical realization is given.

Когда традиционные методы обеспечения требуемой точности машины не решают поставленной задачи или становятся неэффективными, первостепенное значение приобретает путь активного вмешательства в процесс образования погрешностей. Следует подчеркнуть преимущество пути управления точностью по сравнению с традиционными методами достижения точности. Какими бы качественными не были машины, какие бы меры не предпринимались по подавлению различных факторов, вызывающих потерю точности, учесть их все не представляется возможным.

Управление точностью станков заключается в решении двух задач: получение информации о точности процесса обработки и своевременное внесение соответствующей поправки в относительное расположение и движение рабочих органов станка.

Все методы управления точностью можно сгруппировать по информационному признаку в три группы:

1. Управление по результатам предварительного измерения;
2. Управление по результатам текущих измерений в процессе работы станка;
3. Управление по результатам измерений готовых изделий.

Кроме того, следует различать ручной способ управления и автоматический.

Каждый из трех указанных методов имеет свои достоинства и недостатки. Главным преимуществом первого метода, основанного на измерении геометрических параметров заготовок и станка с последующим расчетом и внесением соответствующей поправки, является возможность внесения поправки без запаздывания, однако он не позволяет учитывать большой объем случайных факторов, действующих во время обработки. Этим методом удастся скомпенсировать только часть систематической составляющей погрешности.

Второй метод, основанный на внесении поправки по результатам текущих измерений в процессе работы станка, потенциально наиболее эффективный, поскольку позволяет учитывать как систематические, так и случайные факторы, вызывающие погрешности. Однако его полноценной реализации препятствуют сложность измерения в условиях работающего станка и неизбежное запаздывание между получением информации и внесением поправки.

Метод третьей группы, при котором поправка вносится на основании информации, полученной при измерении готовых изделий, позволяет получить наиболее точную информацию о качестве готового изделия, но, как и в первом случае не позволяет учесть большинство случайных факторов, поскольку время запаздывания соизмеримо с циклом обработки изделия. Кроме того, этот метод совершенно не применим при единичном производстве и неэффективен в мелкосерийном.

Как видно из сказанного, ни один из методов не может дать желаемых результатов. Поэтому существует тенденция к созданию комбинированных методов управления точностью. Под этим подразумевается комбинирование источников информации о точностных параметрах заготовки, станка, процесса обработки и готового изделия. Это позволит при расчете поправки использовать и информацию об ожидаемых систематических погрешностях, полученную на основе измерений заготовки, и информацию о случайных факторах, действующих в процессе обработки.

Примером комбинированного метода управления, объединяющим в себе преимущества методов первой и второй группы, может стать система адаптивного управления, предназначенная для компенсации упругих де-

формаций технологической системы, вызванных силами резания. Особенностью этой системы является то, что она позволяет учитывать упругие деформации заготовки, что особенно актуально при обработке нежестких деталей. При этом появляется возможность отказаться от щадящих режимов резания и существенно повысить производительность обработки.

Препятствием для эффективного управления упругими деформациями является сложность измерения деформаций заготовки, особенно для тяжелых станков. В ходе анализа структуры типовой технологической системы лезвийной обработки был выявлен параметр, легко контролируемый в ходе обработки, и позволяющий с высокой точностью оценить текущее взаимное расположение заготовки и инструмента – глубина резания. Ее можно с высокой точностью контролировать бесконтактным датчиком, расположенным в непосредственной близости от инструмента и жестко связанным с базой инструмента.

Для реализации описываемой системы станок необходимо оснастить быстродействующим подналадочным приводом, бесконтактным датчиком и управляющим микропроцессорным устройством с необходимым объемом оперативной памяти и пользовательским интерфейсом для ввода исходной информации. Управляющим микропроцессорным устройством может служить дополнительная ЭВМ, связанная с системой ЧПУ, которая обеспечит решение задач адаптивного управления, а также позволит применять более совершенное программное обеспечение, что существенно облегчит процесс подготовки и ввода исходной информации и управляющей программы ЧПУ. В качестве подналадочного привода можно использовать привод подачи, однако для токарной обработки при недостаточном его быстродействии это может внести ограничения на частоту вращения заготовки и соответственно уменьшить производительность.

Сущность способа состоит в том, чтобы обеспечить точное измерение взаимного расположения инструмента и заготовки путем переноса измерительной базы заготовки с установочной базы самой заготовки на обрабатываемую поверхность и на основе этих измерений производить подналадку технологической системы. Алгоритм приведения измерительной базы к обрабатываемой поверхности рассмотрим на примере токарной обработки. В памяти ЭВМ подготавливается табличная модель поверхности готового изделия. Эта модель представляет собой двумерную таблицу значений радиусов изделия, в которой номер строки отображает продольную координату заготовки, номер столбца – угол поворота заготовки вокруг своей оси, а значение отдельной ячейки – радиус изделия для данного узла координатной сетки. Дискретность разбивки зависит от возможностей измерительной системы станка, запаса ресурсов ЭВМ и требуемой точности подналадки. После установки заготовки на станок производится холостой проход при

отсутствии инструмента (что легко обеспечить при наличии револьверной головки), при котором с помощью датчика расстояния производится запись в память ЭВМ модели реальной поверхности заготовки. Эта модель по структуре аналогична модели готового изделия. В случае многопроходной обработки для экономии времени, измерения можно проводить на обратном ходу суппорта. При обработке полученных моделей из модели поверхности заготовки вычитается модель поверхности готового изделия. В результате получается третья модель, представляющая собой таблицу значений глубины резания для каждой точки выбранной координатной сетки. При обработке в дело вступает обычная петля обратной связи по положению, образованная датчиком расстояния, ЭВМ, которая при этом исполняет роль сравнивающего и задающего устройств и подналадочным приводом. Эта петля поддерживает равенство между измеренной текущей глубиной резания и ее расчетным значением для текущей точки.

Схема разработанной системы автоматического управления показана на рис.1.

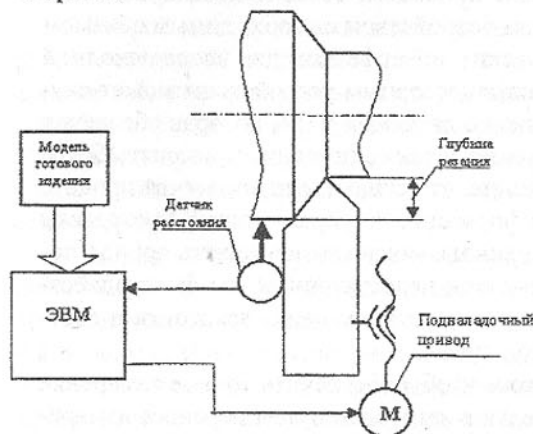


Рис.1. Схема разработанной системы автоматического управления

микроперемещений. В обоих случаях к двум управляемым координатам привода подач желательно добавить третью – линейную или угловую.

В процессе капитального ремонта тяжелого вальцешлифовального станка фирмы „Waldrich Sigen“ на ЗАО НКМЗ был разработан проект модернизации шлифовальной бабки с использованием описанного метода. На рис.2 показана схема механизма микроперемещений для автоматической компенсации линейных смещений шлифовального круга на тяжелом вальцешлифовальном станке за счет поворота шлифовальной бабки вокруг ее оси качения.

Современные системы ЧПУ позволяют также записывать в память программу коррекции погрешностей геометрических параметров станка, погрешностей, вызываемых зазорами в механизмах привода подач, упругими и тепловыми деформациями. Компенсацию погрешностей программным способом можно осуществлять либо используя имеющиеся в станке приводы подач, либо с помощью дополнительных приводов

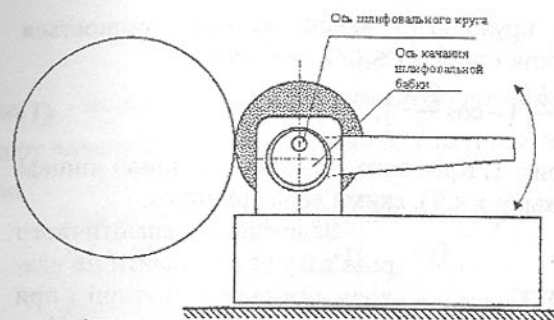


Рис.2. Схема механизма микроперемещений

тивно на тяжелых станках с направляющими большой длины, где значительную часть погрешностей обработки составляют практически неизменные во времени геометрические погрешности направляющих. Изготовить крупногабаритные направляющие высокой точности, особенно составной конструкции, весьма сложная задача. Кроме того, погрешности, вызванные износом направляющих в процессе работы, представляют собой не меньшую проблему. Используя описанный метод можно в значительной степени сократить влияние указанных погрешностей на точность обработки путем периодического измерения отклонений от заданной траектории и внесения в память ЧПУ соответствующей таблицы коррекции.

Список литературы: 1. Б.М. Базаров. Расчет точности машин на ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1984. – 286с. 2. Б.П.Попов. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. – М.: Машиностроение, 1986. – 386с. 3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем / под ред. А.С.Пронникова. Том 2, часть II. – М.: Машиностроение, 1995. – 320с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001г.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕДІНКИ ПЛОСКОЇ ПРУЖИНИ ПРИ ЗНАЧНИХ ЇЇ ПРОГІНАХ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Безвесільна О.М., Киричук Ю.В. (НТУУ "КПІ", Київ, Україна)

The characteristic of a curved elastic plate (dry friction damper) is computed by modeling final element.

Одним з визначальних елементів системи ударо- і віброзахисту є плоска пружина. На рис. 1 зображено половину профілю плоскої пружини (по довжині вздовж осі x), жорсткість якої необхідно оцінити. Припускалося,

що з урахуванням товщини пружини b закон, за яким змінюється серединна лінія профілю пружини при $0 \leq x \leq L/2$, має вигляд:

$$y = \frac{b}{2} + \frac{H-b}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right), \quad (1)$$

де всі величини пояснено на рис. 1. Крім того, пружина має прямі кінцеві подовження (на рис. 1 – в напрямку $x < 0$), якими вона кріпиться.

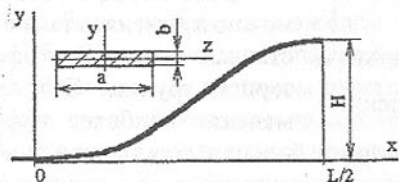


Рис. 1 Схема плоскої пружини (половина довжини вздовж осі x)

Відомо, що у таких випадках нехтування нелінійними складовими в деформаціях призводить до значних похибок у розв'язках. Задача розв'язувалася чисельно, з застосуванням методу скінчених елементів, як тривимірної.

Постановка крайової задачі. Постановка крайової задачі – стандартна, в декартовій системі координат. Рівняння рівноваги в лагранжевому підході за відсутністю масових та інерційних сил має вигляд:

$$\nabla_n [\sigma_{nj} (\delta_{ij} + \nabla_j U_i)] = 0; \quad i, j, n=1,2,3, \quad (2)$$

де σ_{nj} – компоненти симетричного тензора напружень; оператор ∇_j містить частинні похідні по просторовим лагранжевим змінним щодо початкової конфігурації: $\nabla_j = \partial / \partial x^j$; U_i – компоненти вектору переміщень; δ_{ij} – символ Кронекера.

Нелінійні геометричні співвідношення мають вигляд:

$$\varepsilon_{ij} = (\varepsilon_{ij})_L + (\varepsilon_{ij})_{NL} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x^j} + \frac{\partial U_j}{\partial x^i} \right) + \frac{1}{2} \frac{\partial U_n}{\partial x^i} \frac{\partial U_n}{\partial x^j}; \quad i, j, n=1,2,3, \quad (3)$$

де ε_{ij} – компоненти тензора деформацій Гріна; $(\varepsilon_{ij})_L$ і $(\varepsilon_{ij})_{NL}$ – лінійна і нелінійна частини тензора деформацій відповідно.

Фізичні рівняння прийнято у вигляді лінійного закону Гука:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e = (E_{ijmn})^{-1} \sigma_{mn}; \quad i, j, m, n=1,2,3, \quad (4)$$

де для ізотропного матеріалу $E_{ijmn} = G \cdot (\delta_{im} \delta_{jn} + \delta_{in} \delta_{jm}) + \lambda \cdot \delta_{ij} \delta_{mn}$; $G = E/2(1 + \mu)$; $\lambda = E\mu/(1 + \mu)(1 - 2\mu)$; E – модуль Юнга, μ – коефіцієнт Пуассона.

Силкові граничні умови на поверхні S_p мають вигляд

$$\sigma_{nj} \nu_n \left(\delta_{ij} + \frac{\partial U_i}{\partial x^j} \right) |_{S_p} = \hat{F}_i; \quad i, j, n=1,2,3, \quad (5)$$

де ν_n – напрямні косинуси нормалі до поверхні S_p ; F_i – компоненти вектору навантаження на поверхні S_p ; значок $\hat{}$ позначає величину, яку задано.

Кінематичні граничні умови на поверхні S_U мають вигляд:

$$U_i |_{S_U} = \hat{U}_i. \quad (6)$$

Принцип можливих переміщень для пружного середовища з нелінійними співвідношеннями між деформаціями та переміщеннями виглядає так само, як і для лінійного випадку (об'ємні сили відсутні):

$$\int_{\Omega} \delta \varepsilon_{ij} \sigma_{ij} d\Omega - \int_S \delta U_i \hat{F}_i dS = 0. \quad (7)$$

Стандартна процедура скінчено-елементного наближення крайової задачі (см., наприклад: [1], розділ 14; [2], розділ 19; або [3]) приводить до необхідності розв'язку нелінійної системи рівнянь вигляду

$$[K(\{q\})]\{q\} = \{P\}, \quad (8)$$

де $[K(\{q\})]$ – матриця жорсткості, $\{q\}$ – вектор вузлових переміщень, $\{P\}$ – вектор навантаження. Вона може розв'язуватися методом Ньютона-Канторовича (см. [2], стор. 441).

Розрахункова схема. Схема навантаження пружини проста (см. рис. 2а): в точці A на пружину діє прилад (додана вертикальна сила P), а кінцеве подовження може прослизати в горизонтальному напрямку з сумарною силою тертя $P_{тр}$. Величина вертикальної осадки точки A може досягати половини H . В розрахунках можна використати іншу, але практично еквівалентну схему: замість сили P задавати вертикальну осадку Δ точки A , а силу тертя моделювати розподіленим тиском по торцю кінцевого подовження пружини з сумарним зусиллям, рівним $P_{тр}$ (рис. 2б). Але при цьому необхідно підраховувати значення P , оскільки потрібно збудувати графік залежності сили P від осадки Δ (або навпаки), тобто графік жорсткості пружини.

При розв'язуванні задачі використали пакет прикладних програм ОКА (об'ємний скінчено-елементний аналіз). Застосували тривимірний ізопараметричний скінчений елемент, чотирикутний в плані, другого порядку наближення сирендипової сім'ї (20 вузлів), тобто наближення геометрії пружини проводилося практично точно. Основна схема навантаження відповідала рис. 2а. Крім того, було заборонено переміщення вузлів, що виходять на верхню і нижню поверхні кінцевого подовження, в напрямку осі y , чим

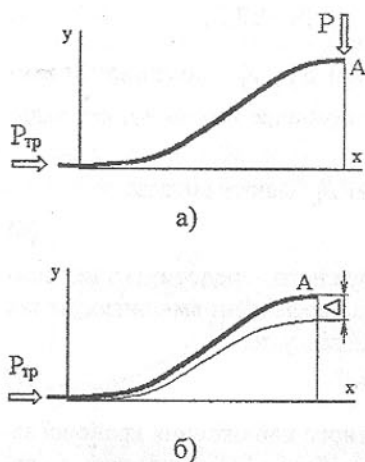


Рис. 2. Дві можливі розрахункові схеми пружини

силу тертя $F_{тр} = 46 \text{ Н}$ і міцність пружини при осадці до 5 мм, після чого побудувати графік залежності сили P від осадки Δ (жорсткості пружини).

Сила тертя задавалася як тиск величиною $p = P_{тр} / ab$, що доданий до торця кінцевого подовження.

Для швидкого створення скінчено-елементних сіток було зроблено відповідну програму, яка працює у діалоговому режимі.

Результати розрахунків. Спочатку було зібрано три скінчено-елементні сітки різноманітної щільності (кількість СЕ вздовж, по товщині та по ширині чверті пружини): $23 \times 2 \times 4$, $33 \times 4 \times 8$ і $43 \times 6 \times 10$, тобто по 184, 1056 і 2580 СЕ; 1233, 5599 і 12683 вузла; 3371, 16015 і 36729 ступенів свободи. Задавали точність збіжності результатів за квадратичною нормою вектора переміщень в 0.03%. Результати розрахунків показали, що перша сітка дає недостатню точність різниці результатів, які було отримано на другій та третій сітці, складали біля трьох відсотків, що задовольняє. Тому далі застосовували сітку $33 \times 4 \times 8$.

Було проведено цикл розрахунків з метою вибору розмірів пружини, які забезпечують її міцність. Виявилось, що:

- при значних Δ пружина дуже навантажена;
- при зміні ширини пружини (розміру a) максимальні напруження практично не змінюються;

моделювалася «щілина», в якій пружина має можливість переміщатися з тертям.

Вхідні дані з геометрії пружини такі: ширина $a = 11.4\text{--}20 \text{ мм}$; товщина $b = 0.8\text{--}2.0 \text{ мм}$; довжина $L = 65\text{--}85 \text{ мм}$; висота $H = 12\text{--}10 \text{ мм}$. Можливість вибору була зумовлена необхідністю забезпечити міцність пружини.

Характеристики матеріалу пружини були прийняті такими: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коефіцієнт Пуасона $\mu = 0.3$; напруження на розтяг і стиск, що допускаються, $[\sigma] = 1500 \text{ МПа}$.

Необхідно було забезпечити силу тертя $F_{тр} = 46 \text{ Н}$ і міцність пружини при осадці до 5 мм, після чого побудувати графік залежності сили P від осадки Δ (жорсткості пружини).

- до зниження рівня максимальних напружень (при тій же осадці) приводять: збільшення довжини L , зменшення товщини b , зменшення висоти H ;

- практично однаковими є значення максимальних $\sigma_{\max}$ і мінімальних $\sigma_{\min}$ напружень, і до них наближається (але є меншою) величина інтенсивності напружень σ_u (за Мізесом), причому їхні максимуми локалізуються в приповерхневих шарах (згин) біля точки A (см. рис. 2) і біля переходу пружини в кінцеве подовження;

- чим менше відношення H/L , тим менша нелінійність графіку $P-\Delta$.

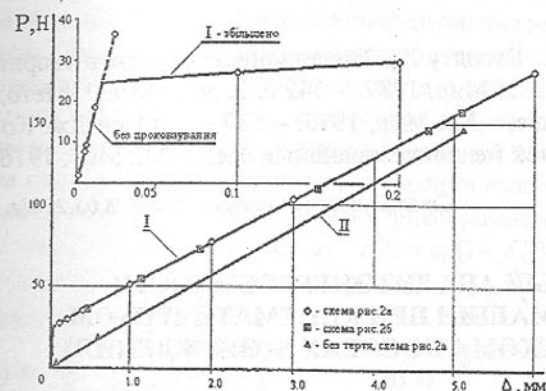


Рис. 3. Залежність жорсткості пружини від величини її прогину

проковзуванням. Точка перетину двох ділянок кривих відбиває момент початку проковзування з тертям кінцевої частини пружини. На тому ж рис. 3 показано збільшений графік $P-\Delta$ у зоні перетину двох ділянок. Просте подовження кривих двох ділянок вказує, що момент проковзування настає приблизно при $P \approx 25 \text{ Н}$ та $\Delta \approx 0.017 \text{ мм}$, тобто практично відразу.

Очевидно, що жорстке кріплення пружини спричинило б значне підвищення жорсткості самої пружини і, як наслідок, появу надмірних напружень в пружині.

На рис. 3 додатково проведено графік $P-\Delta$, який відповідає повній відсутності тертя – криву II. Видно, що відсутність сил тертя знижує жорсткість пружини.

Як бачимо з рис. 3, залежності $P-\Delta$ на окремих ділянках майже лінійні. Як було вже зазначено вище, попередні розрахунки довели, що нелінійність незначна та зменшується при зменшенні відношення H/L . У даному

На рис. 3 наведено залежності жорсткості пружини від величини її осадки (залежності $P-\Delta$).

Крива I має початкову ділянку, яка відповідає закріпленій кінцевій частині пружини (по перетину з $x = 0$). Це моделює відсутність її проковзування – сила тертя ще достатня. Друга ділянка кривої – при деформуванні пружини з про-

випадку це відношення дуже мале ($H/L = 10/85$), тому нелінійність майже непомітна; можна вважати, що залежності $P-\Delta$ на окремих ділянках - лінійні.

Рис.3 також показує, що криві I та II непаралельні. Цьому є просте пояснення: при прогині на величину $\Delta = H - b$ пружина приймає майже лінійний вигляд, наявність чи відсутність сил тертя перестає мати значення, тому обидва графіка повинні зійтися в одній точці.

Висновок. Як видно з досліджень, характеристика плоскої пружини лінійна, при умові, що відношення висоти до довжини плоскої пружини мале, тобто чим менше це відношення, тим характеристика більш лінійна.

Список літератури: 1. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. - М.: Мир, 1987. - 542 с. 2. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. - М.: Мир, 1975. - 539 с. 3. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред. - М.: Мир, 1976. - 464 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2001г.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ И ПАРАМЕТРИЧЕСКОМ СПОСОБАХ ВОЗБУЖДЕНИЯ

Беловодский В.Н., Сухин Н.В., Корчевский А.Н.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The analysis of power consumption of the vibration machines with eccentric and parametric drives is carried out. As the base for comparison the centrifuge ЦВП-1500 is chosen. It is shown that the use of the parametric drive gives the opportunity to decrease the power consumption in more than 1.6 times. The reasons of this phenomenon are discovered.

Постановка задачи. По сравнению с традиционными для вибрационной техники способами возбуждения колебаний (кинематическим или силовым) особенностью параметрического является возможность возбуждения колебаний вследствие неустойчивости положения покоя. При определенном выборе параметров вибромашины данное обстоятельство позволяет приводить ее в движение лишь в зоне номинальных оборотов двигателя, и создавать идеальные условия для разгона двигателя, запуская его в режиме холостого хода [1]. Эти достоинства параметрического привода, очевидные на стадии запуска позволяют рассчитывать и на снижение энергоемкости вибромашины в целом. Целью данной работы является проведение сравнительного анализа мощности необходимой на поддержание

вибраций при кинематическом и параметрическом способах возбуждения.

Принципиальные схемы вибромашин. Сравнительный анализ проводится на базе вибрационной фильтрующей центрифуги с двумя типами приводов, - эксцентриковым [2] и параметрическим [1]. Соответствующие расчетные схемы приводятся на Рис.1, где обозначено: m_1, m_2 - массы рамы и ротора соответственно; c_{10}, c_{21}, c_0 - жесткости опорных, основных и приводных упругих связей. В первом случае центрифуга совершает около-резонансные колебания, соответствующие второй собственной частоте системы, во втором, - соответствующие главному параметрическому резонансу по второй собственной частоте системы. В первом случае возбуждение колебаний осуществляется эксцентриковым приводом с упругим шатуном (Рис.1), во втором, - параметрическими блоками 1 [3], каждый из которых состоит из упругого элемента 2, закрепленного своей средней частью на ведущем валу 3 и, с помощью полумуфты 4, соединенного с ведомым валом 5 (Рис.1б). Вследствие различной жесткости упругого элемента 2 на сжатие и сдвиг (изгиб) при вращении вала происходит пульсация жесткости параметрического блока в фиксированном направлении и упругой системы привода по закону $c(t) = c_0(1 - f(t))$, где $f(t) = b_2 \cos 2\Omega t + b_4 \cos 4\Omega t$, Ω - частота вращения вала, b_2, b_4 - коэффициенты пульсации параметра.

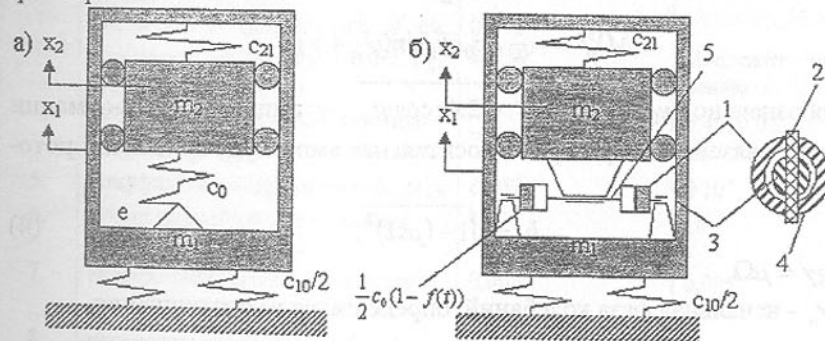


Рис. 1. Принципиальные схемы вибромашин:

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

Исходные данные для расчета. В таблице 1 приводятся параметры сравниваемых вибромашин. В первом случае указанные параметры соответствуют одному из вариантов вибрационной фильтрующей центрифуги типа ЦВП-1500 [2]. Такими же выбраны и большинство упругих и инерционных параметров вибромашины с параметрическим приводом, в этом случае подлежат определению лишь жесткости основных c_{21} и приводных c_0 упругих связей. Их определение производится из условия идентичности

вибромашин по следующим показателям:

1. равенство собственных частот, т.е. $(\Omega_2)_{\text{параметр}} = (\Omega_2)_{\text{эксцентр}}$;
2. равенство технологических параметров колебаний (амплитуды ротора a_2 и частоты Ω).

В обоих случаях расчет мощности N необходимой на поддержание вибраций проводится по формуле [2]

$$N = \frac{\Omega \cdot M_{cp}}{102 \cdot \eta_p} \text{ (кВт)}, \quad (1)$$

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

В случае эксцентрикового привода значение

$$M_{cp} = M_{cp}^{(1)} + M_{cp}^{(2)} + M_{cp}^{(3)}, \quad (2)$$

где

$$M_{cp}^{(1)} = \frac{1}{\pi} f_0 c_0 e_0 d h_1, \quad (3)$$

$$M_{cp}^{(2)} = \frac{1}{2} \mu c_0 e^2 \Omega,$$

$$M_{cp}^{(3)} = -\frac{1}{2} A c_0 e h_1 \sin(\psi_n + \gamma).$$

Здесь обозначено $e_0 = \sqrt{e^2 + A^2 - 2Ae \cos \psi_n}$ — амплитуда деформации приводных связей, $A = a_1 + a_2$ — относительная амплитуда колебаний ротора,

$$h_1 = \sqrt{1 + (\mu \Omega)^2}, \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \mu \Omega,$$

ψ_n — начальная фаза колебаний, определяется из соотношения

$$\operatorname{tg}(\psi_n - \gamma) = -\frac{\mu \Omega \Omega_2^2}{\Omega_2^2 - \Omega^2}.$$

Отметим, что наличие $M_{cp}^{(1)}$ в выражении (2) обусловлено трением в подшипниках эксцентрикового привода, наличие $M_{cp}^{(2)}$ и $M_{cp}^{(3)}$ — моментами сопротивлений, создаваемыми диссипативной и упругой составляющими вынуждающей силы привода. Режим движений, реализуемый в центрифуге, — околорезонансный, $\Omega_2 = 1,08\Omega$.

В случае параметрического привода среднее значение момента сопротивлений определяется по формуле [1]

$$M_{cp} = \frac{a_2}{\pi} d f_0 c_0 (1 - \eta) \sqrt{1 + (\mu \Omega_2)^2} \cdot \left(1 - \frac{b_2}{3} \cos 2\xi + \frac{b_4}{15} (2 \cos^2 2\xi - 1) \right), \quad (5)$$

где

$$\eta = \frac{c_{21} + c_0 - m_2 \Omega_2^2}{c_{21} + c_0} \text{ — коэффициент формы колебаний}, \quad (6)$$

$$\cos 2\xi = \frac{2m\Omega_2}{c_0(1-\eta)^2 b_2} \cdot \frac{2(\Omega_2 - \Omega) + (\mu \Omega_2)^2 \Omega_2}{1 + (\mu \Omega_2)^2}, \quad (7)$$

$$m = m_2 + \eta^2 m_1, \quad (8)$$

Таблица 1 — Параметры сравниваемых вибромашин

№	Перечень параметров	Тип привода	
		эксцентриковый	параметрический
1.	масса рамы, m_1 , кгс·с ² ·см ⁻¹	7,14	7,14
2.	масса ротора, m_2 , кгс·с ² ·см ⁻¹	0,84	0,84
3.	жесткость связей: - опорных, c_{10} , кгс·см ⁻¹ - основных, c_{21} , кгс·см ⁻¹	2,4·10 ³ 15,9·10 ³	2,4·10 ³ Подлежит определению
4.	параметры привода: - величина эксцентриситета, e , см - жесткость приводных связей, c_0 , кгс·см ⁻¹ - коэффициенты пульсации параметров, b_2, b_4	0,4 5,7·10 ³ —	Подлежит определению 0,45; 0,05
5.	коэффициент сопротивлений, μ , с	8·10 ⁻⁴	8·10 ⁻⁴
6.	сумма диаметров подшипников привода, d , см	16	16
7.	коэффициент трения в подшипниках, f_0	0,005	0,005
8.	параметры вибрации: - амплитуда колебаний рамы, a_1 , см - амплитуда колебаний ротора, a_2 , см - частота колебаний, Ω , с ⁻¹	0,06 0,51 157	0,06 0,51 157
9.	вторая собственная частота центрифуги, Ω_2 , с ⁻¹	170	170
10.	мощность, необходимая на поддержание вибраций, N , кВт	6,6	Подлежит определению

Частота рабочих колебаний и собственная частота вибромашины связаны соотношением

$$\Omega = \Omega_2 - \frac{\Omega_2}{4} \sqrt{\left(\frac{c_0(1-\eta)^2}{m\Omega_2^2} b_2 \right)^2 \left(1 + (\mu\Omega_2)^2 \right) - 4(\mu\Omega_2)^2}, \quad (9)$$

из которого может быть определена средняя жесткость c_0 параметрического привода при известных остальных параметрах. Отметим, что в данном случае M_{cp} полностью определяется потерями в подшипниках привода.

Проведем расчеты, используя данные, приведенные в таблице 1.

Из условия равенства собственных частот вибромашины в обоих случаях получим, что суммарная жесткость основных и приводных связей параметрического привода, как и в случае эксцентрикового, равна $c_{21} + c_{10} = 21,6 \cdot 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$. Тогда из (6) имеем $\eta = -0,124$, из (8), $m = 0,950 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}^{-1}$. Далее, разрешая (9) относительно c_0 получаем $c_0 = 19,6 \cdot 10^3 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$. Тогда из (7) имеем $\cos 2\xi = 0,830$, далее, из (5), $M_{cp} = 2,53 \text{ кгс} \cdot \text{см}$ и, наконец, из (1) значение $N_{пр} = 4,1 \text{ кВт}$.

Сравнивая полученное значение с табличным, приходим к выводу, что при использовании параметрического привода мощность необходимая на поддержание вибраций в 6,6:4,1 $\approx$ 1,6 раза меньше, чем при эксцентриковом. Учитывая, что при использовании эксцентрикового привода при выборе мощности двигателя с учетом пускового момента ее рекомендуют увеличивать на 20% [2], то различие установленных мощностей окажется еще значительней.

Выясним причину обнаруженных различий. С этой целью определим составляющие $M_{cp}^{(i)}$, используя приведенные в [2] расчетные значения $n, \gamma: \psi_n = -0,6 \text{ рад}; \gamma = 0,125 \text{ рад}$. Тогда из (3) получаем, что

$$M_{cp}^{(1)} = 0,48 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$$M_{cp}^{(2)} = 0,57 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$$M_{cp}^{(3)} = 3,01 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

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 она отсутствует вообще, что и является основной причиной снижения потребляемой мощности при его использовании. И, несмотря на возрастание потерь в подшипниках, в целом, они остаются гораздо ниже общих потерь эксцентрикового при-

вода.

В заключение обратим внимание на следующее обстоятельство. Выбранная в расчетах отстройка от резонанса ($\Omega_2 = 1,08\Omega$) в случае эксцентрикового привода обусловлена требованием определенной стабильности рабочих режимов, т.е. определенной крутизны амплитудно-частотной характеристики. В случае параметрического привода величина отстройки от второй собственной частоты системы обуславливает определенную ширину зоны параметрического резонанса, стабильность же рабочих режимов определяется наклоном статической характеристики двигателя. Отмеченную особенность следует рассматривать как один из резервов снижения жесткости приводных связей c_0 параметрического привода и последующего, в результате этого, снижения его потребляемой мощности.

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

Список литературы: 1. В.Н. Беловодский. Стационарные колебания вибромашины с параметрическим возбуждением ограниченной мощности. В сб.: Наука – практика. Научн. метод. ст., вып.6. Редкол.: В.В. Пак, Е.И. Казакова, Ю.М. Рудов и др. – Донецк, ДонГТУ, 2001, с.13-24. 2. Конструкции и расчеты фильтрующих центрифуг/ В.И. Аснер, В.С. Каминский, Г.П. Ключко и др. – М.: Недра, 1976. – 216с.: илл. 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). – Оpubл. 07.01.91, Бюл №1. – 3с.

Статья поступила в редакцию 3.06.2001г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ГИБКИХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СБОРОЧНЫХ ЛИНИЯХ

Божидарник В. В., Гусев А. П. (ЛПТУ, г. Луцк, Украина)

In the work analysis of automatic processing system on ease of manufacturing of body parts was made. Also were find rules of movements schemes.

Повышение гибкости механосборочных производств зависит от множества факторов. К основным факторам таких производств относятся: структура гибкой механосборочной линии (ГМЛ);

- уровень математического обеспечения программного оборудования;
- эффективность системы технологической подготовки производства (ТПП).

Первые два фактора совершенствуются активно и имеют тенденцию к ускорению этого процесса. В этой связи особую актуальность приобретает совершенствование системы ТПП ГМЛ. Как известно, ГМЛ отличается от классических сборочных линий наличием оборудования, работающего по специальным управляющим программам (ПУ). К такому оборудованию относят промышленные роботы, сборочные механизмы, работающие от электронных систем управления и встроенные в ГМЛ станки с числовым программным управлением. Одной из особенностей таких линий есть необходимость разрабатывать программы управления для каждого из видов оборудования и отдельных механизмов. Разработка (подготовка) ПУ задача сложная, требующая значительного времени программиста и оборудования. В большинстве случаев сокращение времени подготовки ПУ, решается как в отечественной так и в зарубежной практике, созданием и освоением автоматизированных систем подготовки управляющих программ. В обоих случаях подготовка управляющих программ требует привлечения квалифицированных специалистов, специального оборудования и как следствие значительных затрат времени и материальных средств. При подготовке ПУ значительные трудности возникают не только в длительности их разработки, но и в результате ошибок, которые вкрадываются в программы. Часто ПУ имеют значительную длину и требуют увеличенного на их проверку.

Перечисленные трудности подготовки ПУ для гибких механосборочных производств ставят задачу упростить их подготовку и уменьшить протяженность управляющих программ. Это позволит сократить сроки ТПП механосборочного производства, сократить время пролеживания деталей, подлежащих сборке, снизить себестоимость готовой продукции.

С целью решения задачи упрощения ПУ и сокращения их длины нами были проанализированы элементарные перемещения рабочих инструментов ГМЛ, которые записываются на программноносителе ПУ при выполнении следующих сборочных работ: свинчивания, клепания, прессования, сваривания, развальцовывания, паяния и других работ, выполняемых на ГМЛ.

В результате анализа выявлено, что большинство вспомогательных перемещений сборочных инструментов соответствуют схемам расположения отверстий через которые выполняются сборочные работы (отверстия для винтов, болтов и шпилек при свинчивании, прямоугольники и квадраты для сваривания электродуговой и точечной сварки и др.)

Все сборочные работы, за исключением сваривания и паяния, вы-

полняются через эти отверстия. В случаях, когда получения отверстий выполняются на программном оборудовании для них разрабатываются ПУ. Такие ПУ, как правило, предусматривают два вида перемещений. Перемещения (рабочий цикл) для непосредственного получения отверстий и перемещения выхода режущего инструмента в исходную координату (оси отверстия) рабочего цикла.

Анализ элементарных перемещений рабочих инструментов ГМЛ показал: перемещение рабочих инструментов ГМСП для выхода в исходные координаты выполнения рабочих ходов и перемещения режущего инструмента для выхода в исходную координату обработки групп соответствующих отверстий идентичны; перемещение рабочих инструментов ГМСП для выхода в исходные координаты выполнения рабочих ходов и перемещения режущего инструмента для выхода в исходную координату обработки групп соответствующих отверстий имеют общую закономерность последовательности перемещений в группе.

Исследованиями закономерности расположения отверстий в группах установок следующие схемы: расположение групп отверстий исходные координаты которых размещаются на прямой (рис. 1); расположение групп отверстий исходные координаты которых размещаются на окружности (рис. 2); расположение групп отверстий исходные координаты которых находятся на матрице (рис. 3); расположение групп отверстий исходные координаты которых находятся на прямоугольнике (рис. 4).

Для различия вариантов относительного расположения обрабатываемых отверстий, введём понятие унифицированных схем.

Под унифицированными схемами относительного расположения отверстий условимся понимать множество одинаковых по форме и размерам отверстий, центры которых расположены в виде точек на прямой, на окружности, на матрице, на матрице на матрице, параллельной координатным осям, на прямоугольнике и на прямоугольнике, расположенном параллельно координатным осям станка.

Рассмотрим особенности унифицированных схем расположения отверстий. Для случая, когда координаты центров отверстий расположены на прямой (рис. 1), обязательным условием является равенство расстояний между ними. Прямая может располагаться под любым углом к координатным осям. При расположении центров отверстий по окружности (рис. 2) в унифицированной схеме расстояния между поверхностями по каждой из координатных осей должны быть одинаковы. Для выполнения работ по унифицированным схемам последовательности сборочных операций (ППО) необходимо знать радиус окружности и угол между соседними отверстиями. Возможны случаи расположения нескольких групп отверстий, находящихся на одном радиусе окружности и отличающихся расстоянием

между поверхностями. В таких случаях работа ведётся по нескольким идентичным подпрограммам.

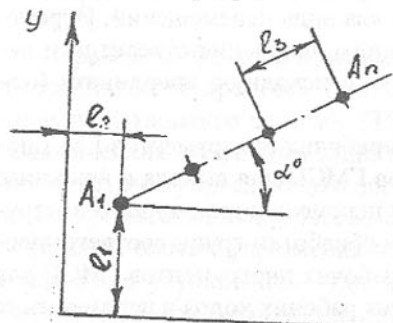


Рис. 1. Принципиальная схема относительного положения отверстий, исходные координаты которых расположены в виде точек на прямой.

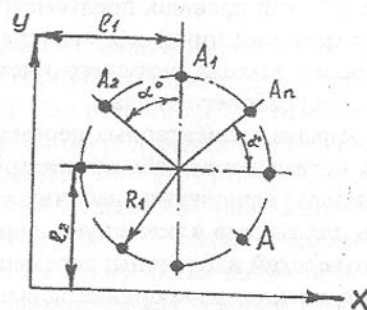


Рис. 2. Принципиальная схема относительного положения отверстий, исходные координаты которых расположены в виде точек на окружности.

Минимальное количество отверстий в схемах расположения по прямой и окружности $n=3$. Цикл последовательности сборочных перемещений инструментов по матрице предъявляет требование равенства расстояний между их центрами по строкам и столбцам матрицы (рис. 3). Минимальное количество отверстий в унифицированной схеме $n=9$. При использовании ППО по матрице необходима информация о количестве строк и столбцов, составленных из исходных координат отверстий.

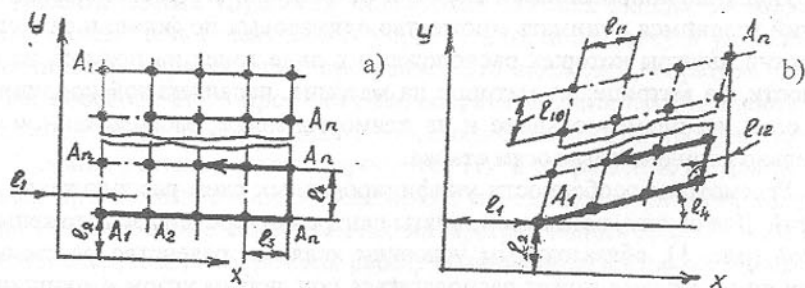


Рис. 3. Принципиальная схема относительного положения отверстий, центры которых расположены в виде точек:

- а) на матрице;
- б) на матрице, расположенной параллельно координатным осям.

Наибольшую интерпретацию размеров имеют унифицированные схемы расположения отверстий на прямоугольнике (рис. 4).

В схемах предусмотрена возможность расположения отверстий с раз-

личными расстояниями между исходными координатами на каждой стороне прямоугольника.

Для проведения исследований нами были рассмотрены гибкие сборочные производства среднего машиностроения, автомобильной промышленности, тракторостроения, авиационной промышленности и инструментального производства.

Во всех случаях элементарных перемещений сборочных инструментов выявлено следующее единообразие: силовые устройства, выполняющие сборочные операции, на первом этапе подводятся к одному из отверстий унифицированной группы отверстий; во втором этапе выполняется цикл сборочных работ таких как: быстрый подвод рабочего инструмента к отверстию; выполнение цикла сборочных переходов; отвод инструмента в исходную точку и другие действия без смещения силовой головки от исходной координаты отверстия или групп (например, перемещение многошпиндельного гайковерта производящего закручивание одновременно нескольких гаек в множестве групп унифицированных отверстий); на третьем этапе выполняется последовательное перемещение рабочего инструмента между отверстиями в унифицированной схеме расположения группы отверстий.

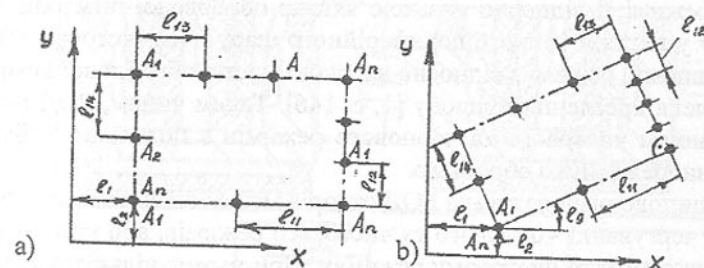


Рис. 4. Принципиальная схема относительного положения отверстий, исходные координаты которых расположены в виде точек:

- а) на прямоугольнике;
- б) на прямоугольнике, расположенном параллельно координатным осям.

С учетом выявленных закономерностей перемещения рабочего инструмента, на третьем этапе, представляется целесообразным такие перемещения выполнять по унифицированным ПУ которыми предварительно оснащены системы ЧПУ ГМЛ.

Исследования перемещений ГМЛ позволяет сделать заключение о том, что все перемещения можно разделить на три вида схем: схема относительных перемещений собираемых деталей и исполнительного механизма сборочных работ; схема относительного выхода механизма сборочных работ в исходную координату выполнения сборочной операции; схема пе-

ремещения выполнения сборочной операций.

Каждая из названных схем может быть доведена до определенной степени унификации. В этом случае все перемещения при их формализации на машинный язык могут закладываться в виде отдельных унифицированных блоков.

Статья поступила в редакцию 15.05.2001г.

РІЗНОРЕЖИМНА РОЗМІРНА ОБРОБКА ЕЛЕКТРИЧНОЮ ДУГОЮ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ОТВОРІВ

Боков В.М., Попова М.І. (КДТУ, м. Кировоград, Україна)

The classification is offered and the comparative analysis of the methods of different-regime dimension of the hole machining by the electrical arc is performed in the article. The effectiveness of using the different-regime dimension of the machining is experimentally proved.

Для забезпечення певної якості поверхні отвору після розмірної обробки електричною дугою (РОД) при найменшому загальному часі обробки доцільно основну масу матеріалу видаляти на чорновому (високопродуктивному) режимі, з відносно низькою якістю обробленої поверхні, а незначну масу у вигляді тонкого периферійного шару – на чистовому (низкопродуктивному) режимі з відносно високою якістю обробленої поверхні, яка обумовлена кресленням виробу [1, с. 146]. Таким чином, РОД отворів із застосуванням чистового та чорнового режимів в подальшому будемо називати різнорежимною обробкою.

Принципово різнорежимна РОД отворів може здійснюватися при послідовному чергуванні чорнового та чистового режимів, або при одночасному [2] чорновому та чистовому режимах. При цьому, кількість електродів звичайно змінюється у межах від одного до двох (рідше більше двох). Крім того, за конструктивним виконанням розрізняють ступінчасті та складені електроди-інструменти (ЕІ), що також є класифікаційними ознаками способів різнорежимної РОД отворів.

На підставі вказаних вище класифікаційних ознак розроблено класифікацію способів різнорежимної РОД отворів (табл. 1). За даною класифікацією розрізняють: спосіб різнорежимної послідовної РОД отворів двома і більше ЕІ. Спосіб включає в себе попереднє прошивання отвору першим ЕІ на чорновому режимі з подальшим розточуванням отвору другим ЕІ на чистовому режимі; спосіб різнорежимної послідовної РОД отворів одним ступінчастим ЕІ з кількістю ступіней дві і більше. Даний спосіб передбачає попереднє прошивання отвору на чорновому режимі з використанням першої ступені ЕІ та подальше розточування отвору на чистовому режимі з

Таблица 1 – Схемы способів різнорежимної РОД отворів

Назва	Шифр	Схеми реалізації
Різнорежимна послідовна РОД отворів двома ЕІ	1	
Різнорежимна послідовна РОД отворів одним ступінчастим ЕІ	2	
Різнорежимна послідовна РОД отворів складеним двоеступінчастим ЕІ	3	
Різнорежимна одночасна РОД отворів складеним ЕІ	4	
Різнорежимна одночасна РОД отворів двома ЕІ	5	

використанням другої ступені ЕІ; спосіб різнорежимної послідовної РОД отворів складеним ступінчастим ЕІ з двома ступенями і більше. При даному способі прошивання отвору на чорновому режимі на глибину, яка менше глибини обробки, здійснюється з використанням першої ступені ЕІ, а подальше одночасне прошивання-розточування на чорновому та чистовому режимах – з використанням першої та другої ступені ЕІ. Спосіб може бути реалізований як від одного джерела живлення (ДЖ) за допомогою зменшення сили технологічного струму на чистовому режимі регулюємим електричним опором R , так і від двох джерел живлення. Останнє забезпечує постійну робочу напругу на обох режимах обробки, що підвищує усталеність процесу, при цьому чорновий та чистовий режими обробки призначаються із умови рівності швидкостей обробки на чорновому та чистовому режимах; спосіб різнорежимної одночасної РОД отворів складеним ЕІ. Спосіб включає в себе одночасне прошивання отвору на чорновому та чистовому режимах і, як і попередній, може бути реалізований від одного та двох джерел живлення. Чорновий та чистовий режими обробки призначаються також із умови рівності швидкостей обробки на чорновому та чистовому режимах; спосіб різнорежимної одночасної РОД отворів двома і більше ЕІ. При даному способі здійснюється одночасне двопозиційне прошивання першою ЕЗ першим ЕІ на чорновому режимі, а другою ЕЗ другим ЕІ на чистовому режимі (після чорнового режиму) за один хід шпинделя верстата. Він, також як і попередній, може реалізуватися з використанням одного або двох джерел живлення.

Ефективність застосування кожного із розглядаємих способів різнорежимної РОД отворів залежить не тільки від загального верстатного часу їх обробки, але і від багатьох інших факторів, які пов'язані з особливостями технологічної схеми формоутворення. З метою порівняльного аналізу введемо наступні показники для бальної якісної оцінки складових частин ефективності даних способів (табл. 2):

- кількість ЕІ, що застосовуються. Із підвищенням кількості вартість виготовлення ЕІ підвищується;
- характеристика складності ЕІ. Із підвищенням складності вартість виготовлення ЕІ підвищується;
- характеристика складності електродотримачів. Із підвищенням складності конструкції вартість виготовлення електродотримачів підвищується;
- кількість джерел живлення. Зростання кількості джерел живлення приводить до підвищення витрат на підготовку виробництва;
- характеристика усталеності процесу. Усталеність оцінювалась з осцилограм $U=f(t)$ за методикою роботи [1];

Таблиця 2 - Бальна якісна оцінка складових частин ефективності способів різнорежимної РОД отворів*

...застосовують різноманітні способи різнорежимної РОД, отворів

Шифр способу РОД	Вид РОД отворів	Кількість ЕІ	Характеристика складності конструює ЕІ	Характеристика складності електродотримачів	Кількість ДЖ	Характеристика усталеності процесу	Навантаження продукції ерозії в бальному зазорі	Необхідність одночасного вступу ЕІ в початковій фазі процесу	Можливість керування статичним тиском $P_{\text{ст}}$ окремо на чорновому та чистовому режимах	Можливість керування робочою напругою U окремо на чорновому та чистовому режимах	Повний коефіцієнт інтенсивності процесу різнорежимної РОД	Показник ефективності способу (сумарний бал)																								
0	Різнорежимна РОД	1 (1)	Проста (1)	Прості (1)	1 (1)	Усталений (1)	Немає (1)	Немає (1)	Є (1)	Є (1)	1 (1)	9																								
1													2 (0)	Проста (1)	Прості (1)	1 (1)	Усталений (1)	Немає (1)	Немає (1)	Є (1)	Є (1)	4 (4)	12													
		2	1 (1)	Проста (1)	Прості (1)	1 (1)	Усталений (1)	Немає (1)	Немає (1)	Є (1)	Є (1)	5 (5)												14												
																									3	1 (1)	Складна (0)	Прості (1)	1 (1)	Неустал. (1)	Є (0)	Немає (1)	Немає (0)	Немає (0)	7,6 (7,6)	11,6
5	2 (0)	Проста (1)	Складні (0)	1 (1)	Неустал. (1)	Є (0)	Немає (1)	Немає (0)	Немає (0)	10 (10)	13																									

* Вихідні дані: $D = 40$ мм; $I_{\text{эф}} = 150$ А; $I_{\text{нм}} = 15$ А; $f_{\text{нм}} = 0,8$ МПа; $U = 30$ В; матеріал ЕЗ - сталь 45; матеріал ЕІ - графіт МПГ 7

* Вихідні дані: $D = 40$ мм; $L_{\text{пр}} = 150$ А; $L_{\text{ч}} = 15$ А; $P_{\text{ст}} = 0,8$ МПа; $U = 30$ В; матеріал ЕЗ - сталь 45; матеріал ЕІ - графіт МПГ 7

- наявність продуктів ерозії в бічному зазорі. Даний показник введено за причиною того, що при наявності продуктів ерозії в бічному зазорі процес дестабілізується, підвищується електроерозійний знос брачної поверхні, бічний МЕЗ зростає, в ряді випадків (див. спосіб різнорежимної одночасної РОД отворів складеним ЕІ) збільшується висота технологічного виступу між чистовим та чорновим ЕІ, що приводить до порушення гідродинамічного режиму прокачування робочої рідини крізь торцевий МЕЗ;
- необхідність одночасного вступу ЕІ в початковій фазі процесу. Дана необхідність пов'язана з забезпеченням певного гідродинамічного режиму прокачування робочої рідини крізь торцеві зазори і при чистовому і при чорновому режимах;
- можливість керування статичним тиском робочої рідини $P_{ст}$ окремо на чорновому та чистовому режимах. Дана можливість розширює технологічні можливості процесу РОД отворів в плані забезпечення найбільш можливо) продуктивності обробки при найкращій якості обробленої поверхні;
- можливість керування робочою напругою U_p окремо на чорновому та чистовому режимах. Дана можливість так як і попередня розширює технологічні можливості процесу РОД отворів і оцінюється аналогічно;
- повний коефіцієнт інтенсифікації процесу різнорежимної РОД отворів K_i , який представляє відношення суми верстатного та допоміжного часу однорежимної РОД до суми верстатного та допоміжного часу різнорежимної РОД. За експериментальними даними коефіцієнт K_i змінюється у межах від 1 (1 бал) до 10 (10 балів).

Як бачимо, найбільш ефективним є спосіб різнорежимної послідовної РОД отворів одним ступінчастим ЕІ з кількістю ступеней дві (14 балів). Експериментальне випробування даного способу для інтенсифікації процесу РОД складнопрофільних отворів здійснювали на прикладі ексцентрикової дрібномодульної шліцевої втулки (рис. 1). Експериментально доведено, що, порівняно з однорежимною, спосіб різнорежимної обробки дозволяє скоротити верстатний час РОД втулки в 9 разів (з 278 хв. до 30,3 хв.).

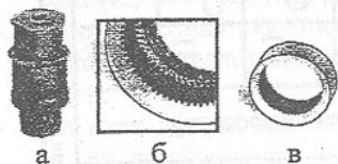


Рис. 1. Електроди після РОД складнопрофільного отвору: а – двоступінчастий ЕІ; б – фрагмент ЕЗ (ексцентрикової дрібномодульної шліцевої втулки) після проміжної фази обробки (збільшено); в – ЕЗ (втулка)

Список літератури: 1. Боков В.М. Размерная обработка электрической дугой фасонных полостей: Дис... канд. Техн. наук: 05.03.01. – Кировоград, 1985. — 202 с. 2. Пат. 31732 А Украина, МПК В23Н 1/00. Спосіб еле-

ктроерозійної обробки зовнішніх та внутрішніх поверхонь: Пат. 31732 А Україна, МПК В23Н 1/00 / В.М. Боков, Л.В. Карпенко, М.І. Попова (Україна) № 98105648; Заявл. 27.10.98; Опубл. 15.12.2000; Бюл. № 7-ІІ.

Статья поступила в редакцию 14.03.2001г.

К ПЕРЕХОДУ НА РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩУЮ СИСТЕМУ ЭЛЕКТРОПРИВОДА В ГРУППОВЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ

Борисенко В.Ф. (ДонГТУ), Кац А.Б., Пименов Г.А. (УкрНИИВЭ),
Годецкий М.Н. (ДПВЗ), Поклад И.И. (ДонГТУ)

The question of practical utilization of the energy conservation systems the electric drive for the pumps stations working in automatic regime to support the constant pressure in the main are considered

Широкое использование насосных установок в промышленности, в системах жилищно-коммунального хозяйства, в сельском хозяйстве; огромные объемы перекачиваемых жидкостей и большая установленная мощность приводных двигателей ставят вопросы более экономного использования, в целом, подобных электромеханических систем.

Как правило, число установленных насосных агрегатов, работающих на конкретную магистраль, равно двум, трем или четырем. При двух насосах номинальный расход Q_n обычно определяется производительностью одного насоса (второй находится в «горячем» резерве), при трех насосах номинальная производительность системы выбирается на уровне $2Q_n$ одного насоса (третий насос находится в «горячем» резерве) и т.д.

С другой стороны, не следует забывать о том, что существует «дневное», «ночное», а также сезонное потребление (расход).

В качестве примера рассмотрим схему реализации энергосберегающей системы электропривода для трехнасосной станции Донецкого ПВЗ. Центральная насосная станция оборудована тремя насосами типа К-100-65-250 с приводными двигателями мощностью $P_n = 55$ кВт и $n_0 = 3000$ об/мин, $U_n = 380$ В.

В прошедшем году расход воды колебался в пределах (30-160) м³/час, причем осенне-зимнее потребление падало до (30-50) м³/час. Как видно из последних данных, регулируя производительность первого насоса можно обеспечить технологические нужды завода за счет работы одной электромеханической системы (ЭМС) – двигатель-М1, насос-Н1. В настоящее время производительность регулируется за счет «дресселирования», что приводит к значительным потерям энергии. При значительном росте потребления технической воды (>90 м³/час) включается второй насосный агрегат и оператор с помощью «дресселей» устанавливает требуемое дав-

ление в магистрали и параллельно выравнивает нагрузки насосных агрегатов Н1 и Н2. Такая «ручная» автоматика вступает в действие каждый раз при очередных повышениях и понижениях давления в магистрали.

Упрощенная электрогидравлическая схема насосной станции приведена на рис. 1.

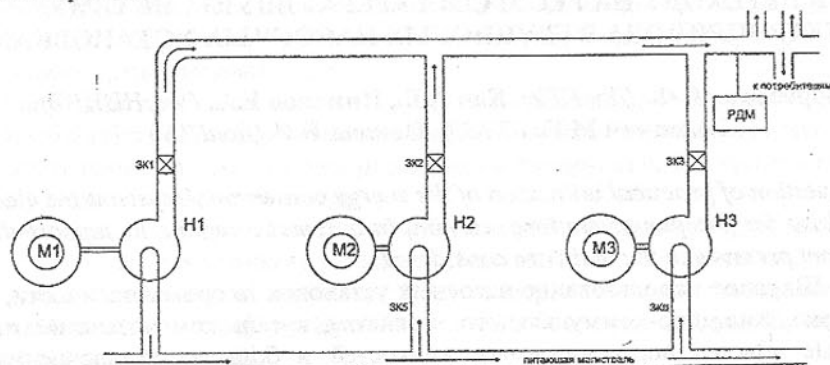


Рис. 1. Гидравлическая (упрощенная) схема насосной установки, где РДМ – магистральное реле давления; Н1, Н2, Н3 – насосы К-100-65 250; М1, М2, М3 – приводные двигатели насосов; ЗК1, ЗК2, ЗК3 – задвижки на нагнетательных трубопроводах (ручное управление).

Из опыта эксплуатации насосной станции можно привести достаточно примеров, когда «ручная» автоматизация подводила, и давление в магистрали достигало 10-12 атм, что приводило к порыву труб. В этом случае имели место существенные производственные потери.

Устранение человеческого фактора и переход на автоматизированную систему управления насосной станцией потребовали использования автоматизированного электропривода по системе преобразователь частоты (ПЧ) – асинхронный двигатель (АД), отказа от «дресселирования», использования запорной аппаратуры с электроприводом.

Электрогидравлическая схема для электромеханической системы первого насоса с учетом требований работы в автоматическом режиме принимает следующий вид (рис.2). Аналогичный вид имеет и схема включения ЭМС второго насоса, находящегося в «горячем» резерве. Третий насосный агрегат может быть включен в работу в случае аварийной ситуации (выход из строя) с первым или вторым насосами.

Электромеханическая система первого насоса обеспечивает работу в автоматическом режиме поддержания давления в магистрали при изменении расхода Q в диапазоне $30 \text{ м}^3/\text{час} \leq Q \leq 90 \text{ м}^3/\text{час}$.

При увеличении расхода выше $90 \text{ м}^3/\text{час}$ ($100 \text{ м}^3/\text{час}$ и более) схема автоматически подготовит к включению второй насосный агрегат (Н2).

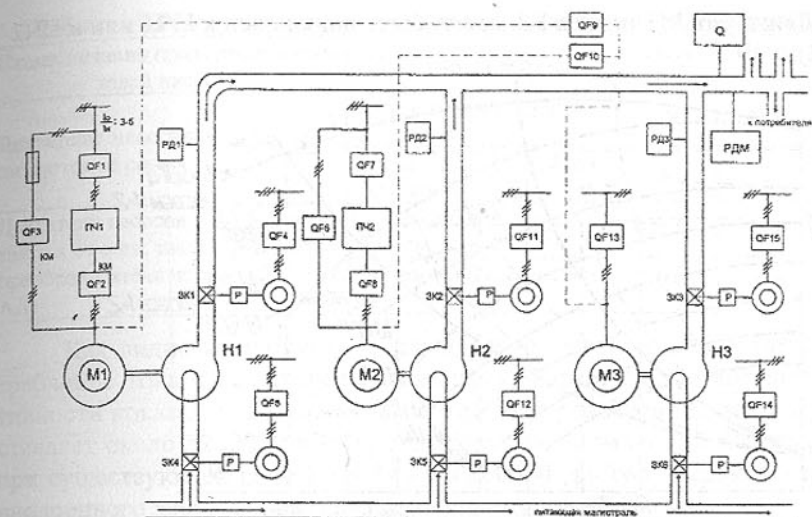


Рис. 2. Электрогидравлическая схема центральной насосной станции для работы в автоматическом режиме, где: ПЧ1, ПЧ2 – преобразователи частоты; РДМ – магистральное реле давления; М1, М2, М3 – приводные двигатели насосов; Н1, Н2, Н3 – насосы К-100-65-250; РД1, РД2, РД3 – реле давления; Q – расходомер; ЗК1...ЗК6 – задвижки с электроприводом; QF1...QF15 – установочные автоматы.

При этом откроется запорное устройство на всасывающем трубопроводе второго насоса и на вход второго преобразователя ПЧ2 будет подан соответствующий задающий сигнал. Двигатель М2 начинает разгоняться, одновременно с этим включается электропривод запорного устройства ЗК2 и полностью открывает нагнетательный трубопровод второго насоса. Сигналы задания и обратной связи по производительности подобраны таким образом, что предусматривается возможность выравнивания производительностей насосов Q_1 и Q_2 . По окончании переходного процесса и стабилизации частот вращения первого и второго двигателей насосы Н1 и Н2 будут работать с расходом $Q_{\text{треб.}}/2$, поддерживая заданное давление в магистрали.

В дальнейшем система будет автоматически поддерживать заданное давление в магистрали при изменяющемся расходе. Типовые характеристики Q-H для этого случая при частотном регулировании приводными двигателями насосов приведены на рис.3.

Разработанная схема управления насосными установками позволяет автоматически переключаться с первого насосного агрегата на третий, а также – со второго на третий, или с третьего на любой из двух (первый или

второй). Двигатель МЗ насоса НЗ может быть подключен к ПЧ1 или к ПЧ2 (см. рис.2).

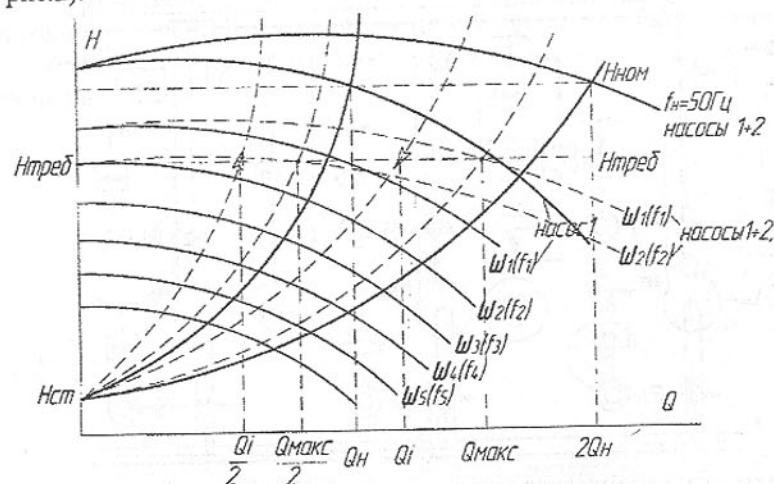


Рис. 3. Характеристики Q-H системы при работе двух насосов на магистраль с поддержанием в ней постоянства давления.

Экономический эффект от внедрения систем ПЧ-АД на Донецком ПВЗ очевиден, поскольку срок окупаемости не превышает шести месяцев. Кроме того, сеть разгружается от больших пусковых токов, имеющих место при прямом пуске. При работе в автоматическом режиме для обслуживания насосной станции не требуется дежурный персонал (дополнительная экономия средств).

Весьма показательным является пример насосной станции оборотно-го водоснабжения на Лисичанском стекольном заводе "Пролетарий". В работе находятся постоянно три насоса, электродвигатели насосов имеют мощность $P_n = 200$ кВт и частоту вращения $n_0 = 1500$ об/мин. Для обеспечения требуемой производительности до нашего времени применялось дросселирование на всех трех насосах, при этом давление воды в нагнетательных трубопроводах насосов составляло 7 - 8 атм, а давление в общем коллекторе - 3,5 атм.

Поскольку расход воды изменяется в относительно небольших пределах, было принято решение об использовании буферной системы ПЧ-АД для одного из трех электроприводов насосов. После ввода в эксплуатацию частотно-управляемого электропривода на одном из трех работающих насосов (насос № 8) и полного открытия задвижек на нагнетательных трубопроводах всех насосов имела место стабилизация всех контролируемых величин. Результаты измерений приведены в таблице 1.

Таблица 1. Нагрузка электродвигателей и давления в элементах сети.

Схема питания приводных двигателей насосов	Измеряемая величина	Насос № 5	Насос № 7	Насос № 8
Двигатели насосов №№ 5, 7 и 8 питаются от сети	Потребляемый ток двигателем, А	300	290	300
	Давление на выходе насоса, атм	8	7	7,5
Двигатели насосов №№ 5, 7 питаются от сети, насоса №8 - от преобразователя частоты (ПЧ-АД)	Потребляемый ток двигателем, А	300	260	90
	Давление на выходе насоса, атм	3,5	3,5	3,5

Как видно из таблицы 1, значительно уменьшилось суммарное потребление тока приводными двигателями. Расчет экономической эффективности показал, что годовая экономия электроэнергии в этом случае составляет около 1250000 кВт*ч, стоимость сэкономленной электроэнергии при существующей цене 1 кВт*ч - до 200000 грн/год, а срок окупаемости внедренного электрооборудования не превышает 0,9 года.

Внедрение систем частотного регулирования скорости приводных двигателей насосных агрегатов позволило существенно повысить надежность и бесперебойность их работы, снизить потребление электроэнергии, поддерживать давление в магистрали на заданном уровне, исключить «человеческий» фактор при управлении насосными станциями.

Статья поступила в редакцию 7.06.2001г.

УПРАВЛЯЕМОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ НЕЖЕСТКИХ ЗАГОТОВОК ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Бохонский А. И., Шмидт Л. А. (СевГТУ, г. Севастополь, Украина)

It is paid attention to a practical opportunity power controls realization by non-rigid part blanks deformation during turning in consequence of dynamic influence in the form of periodically repeating pulses one mark.

В [1] общее управление деформированием заготовки в процессе автоматической токарной обработки рассматривалась как суперпозиция управлений: управления при медленном изменении положения режущего инструмента (в результате его движения вдоль заготовки) и управления по быстрому движению (колебаниями заготовки, обусловленными рядом причин). Общее управление равно:

$$U = U(a) + W \cdot U(t), \quad (1)$$

где $U(a)$ - управление по медленному движению, как функция координаты a силы резания; W - передаточная функция упругой системы, используемая в связи с фиксированным приложением управляющего воздей-

ствия и движением источника возмущений; $U(t)$ – управление колебаниями (активное гашение).

Управление по медленному движению находилось в результате минимизации деформационного критерия качества с учетом ограничений (при использовании методов механики деформируемого твердого тела для описания состояния заготовки в управляемом деформируемом состоянии для произвольного положения силы резания). При синтезе управлений колебаниями использовался метод моментов, с помощью которого находились такие $U(t)$, которые устраняли колебания сечения заготовки с координатой a .

Гашение изгибных и крутильных колебаний заготовок рекомендуется осуществлять с использованием управляемых динамических гасителей колебаний. Показано, что эффективность демпферов линейно-вязкого сопротивления возрастает за счет изменения дроссельных отверстий в поршне в соответствии с принятым законом изменения коэффициента линейно-вязкого сопротивления.

В [1] приведены модели управления деформированием нежестких заготовок в процессе автоматической токарной обработки, указаны пути создания систем управления деформированием, предложены конструктивные решения оснасток как исполнительных органов систем управления деформированием. С использованием сосредоточенных управляющих непрерывно изменяющихся силовых воздействий, зависящих от положения силы резания при ее медленном движении вдоль заготовки, можно обеспечить минимум заданного деформационного критерия качества.

Методами механики деформируемого твердого тела получены законы управляемого деформирования, практическая реализация которых требует разработки специальных механических исполнительных органов систем автоматического управления, обеспечивающих дополнительное силовое воздействие на обрабатываемую нежесткую заготовку.

Исполнительные механические органы САУ деформациями нежесткой заготовки могут быть ударного типа. При этом законы оптимального управления деформированием реализуются с использованием импульсного воздействия, которое обеспечивает минимум деформационного критерия качества [2,3].

Для ряда других управлений деформированием изменяется только корректирующая функция $U(a)$. В случае деформационного критерия, означающего минимизацию общего деформируемого состояния

$$I = \left[\int_0^a W_1(x) dx + \int_0^a W_2(x) dx \right]^2 = \min, \quad (2)$$

где $W_1(x)$ и $W_2(x)$ – функции прогибов на участках заготовки между ее за-

креплениями и силой резания, при управлении в виде одного опорного момента функция, корректирующая импульсное воздействие, примет вид:

$$U(a) = \frac{P_r a(l-a)(l^2 + al - a^2)}{l^2}, \quad (3)$$

где P_r – сила резания; l – длина заготовки; a – координата, определяющая положение силы резания.

На возможность стабилизации локального равновесного квазистатического состояния тонкостенной цилиндрической оболочки (в месте приложения силы резания) при использовании компенсирующего динамического воздействия в виде периодически повторяющихся прямоугольных импульсов одного знака в процессе автоматической обработки обращено внимание в работе [2].

В случае – заготовки закрепленной в центрах, использования двух опорных управляющих моментов, критерия в виде равенства нулю линейного перемещения сечения заготовки с координатой приложения силы резания и условия равенства нулю угла поворота этого сечения [$W(a)=0, W'(a)=0$] выражение для импульсного управления примет вид:

$$M_1(a, t) = U(a) \cdot f(t) = \left\{ \frac{2P_r a(l-a)}{3l} \right\} \cdot \left[b_0 \sum_{n=1}^{n=200} b_n \cos \frac{n\pi t}{T} + c_n \sin \frac{n\pi t}{T} \right], \quad (4)$$

a – координата, определяющая положение силы резания $a = Vt$;

$$b_0 = f_0 \frac{\tau}{T}; \quad b_n = \frac{f_0}{n\pi} [(-1)^n + 1] \sin \frac{n\pi\tau}{T},$$

$$c_n = \frac{f_0}{n\pi} [(-1)^n + 1] \left(1 - \cos \frac{n\pi\tau}{T} \right),$$

где τ – продолжительность прямоугольного импульса; T – период импульсов; f_0 – сила, отнесенная к единице массы заготовки. Программа в Maple V прилагается.

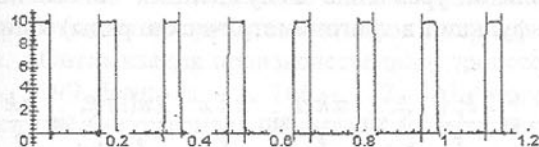
restart:with(DEtools):

> f:=0:tu:=2*Pi/160.0:TT:=2*Pi/40.0:

> for i from 1 to 180 do ai:=((-1)^i+1)*sin(i*Pi*tu/TT)/(Pi*i):bi:=((-1)^i+1)*(1-cos(i*Pi*tu/TT))/(i*Pi):f:=f+ai*cos(i*t*Pi/TT)+bi*sin(Pi*i*t/TT):od:

> fl(t):=10*(tu/TT+f):

> plot(fl(t),t=0.0..1.2);



Импульсное воздействие на деталь может осуществляться с помощью специальных ударных органов периодического действия, в том числе - с использованием кольцевых пьезоэлектрических преобразователей [3].

С использованием теории моментов [4,5,6] найдено управление изгибными, продольными и крутильными колебаниями стержней при медленно движущейся динамической нагрузке.

Постановка задач об оптимальном гашении колебаний заготовки состоит в следующем: найти такое управляющее воздействие, которое переводит сечение нежесткой заготовки из начального состояния, определяемого начальными условиями, в конечное за минимальное время T ($\int_0^T dt = \min$) при произвольном положении медленно движущейся динамической нагрузки. Предполагается, что внешнее воздействие движется достаточно медленно, и поэтому динамическим эффектом в связи с его движением можно пренебречь. Условия полного подавления колебаний в момент времени T являются моментными соотношениями, из которых ищется управление на интервале $[0, T]$; при этом управляющее воздействие носит резонансный характер [4, 5, 6].

При построении алгоритма управления предполагается, что подвижная нагрузка (возмущение) и динамический прогиб в точке приложения подвижной нагрузки представляют собой непрерывные периодические функции, удовлетворяющие условиям Дирихле, и поэтому представимы в виде тригонометрических рядов.

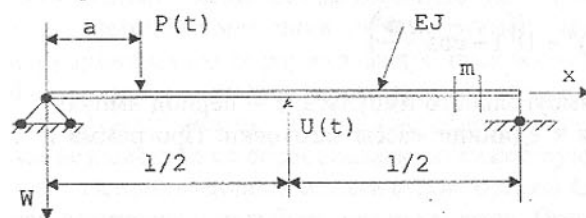


Рис. 1. Схема заготовки с распределенной массой

Поиск управления изгибными колебаниями стержня с распределенной массой при медленно движущейся динамической нагрузке иллюстрируется на модели, показанной на рисунке 1.

Движущаяся нагрузка и неподвижное сосредоточенное управление заданы дельта-функциями:

$$P_r(a, x, t) = P_r(t) \delta(x - a), \quad u(l/2, x, t) = u(t) \delta(x - l/2).$$

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний (с учетом разложений дельта-функций в тригонометрические ряды) запишется в виде:

$$EJ \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = \frac{2P_r(t)}{l} \sum_{k=1}^n \sin \frac{\pi k a}{l} \sin \frac{\pi k x}{l} - \frac{2u(t)}{l} \sum_{k=1}^n \sin \frac{\pi k}{2} \sin \frac{\pi k x}{l}.$$

$$\text{где } R = \sum_{k=1}^n \frac{r_k}{S_k}, \quad S_k = \frac{2 \sin \frac{\pi k}{2}}{m l}, \quad P_r(t) = q_k \sin(\Theta_k t).$$

Если колебания осуществляются около управляемого квазистатического положения равновесия, то в линейной системе справедлива суперпозиция управлений квазистатическим положением равновесия (по медленному движению) и колебаниями (по быстрому движению).

Рассмотренные алгоритмы распространяются на управления продольными и крутильными колебаниями нежестких стержней с распределенной массой.

С точки зрения теории колебаний в балке с распределенной массой в управляемом состоянии образуется "узел", движущийся синхронно с подвижной динамической нагрузкой. С увеличением длины стержня возрастает влияние координаты, определяющей положение движущегося источника возмущения, на характер управляющего воздействия.

Приведенные примеры подтверждают принципиальную возможность построения систем активного гашения колебаний объектов с распределенными параметрами при подвижной постоянной (по модулю), динамической детерминированной либо случайной нагрузке. Затруднения, возникающие в связи с необходимостью подавления колебаний стержней с распределенной массой, преодолеваются в результате применения нескольких управлений (сосредоточенных сил и пар сил).

Рассмотренные алгоритмы могут найти применение не только в системах управления колебаниями нежестких заготовок при автоматической токарной обработке, но и во многих других современных технологиях.

The authors would like to thank the firms – developers Mathcad MathSoft Inc. and Maple V Waterloo Maple Inc. for the created mathematical systems, which essentially have facilitated reception of results.

Список литературы: 1. Бохонский А.И., Вохмянин А.Н. Управление деформированием нежестких деталей при токарной обработке. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 1999. – 240 с. 2. Бохонский А.И., Пашков Е.В., Голубев А.В. Импульсная стабилизация радиальных перемещений цилиндрических оболочек при токарной обработке. – Оптимизация производственных процессов: Сб. науч. тр. – Севастоп. гос. техн. ун-т. – Севастополь, 2000. Вып. 3. – с. 41 – 46. 3. Пашков Е.В., Бохонский А.И., Голубев А.В. Токарная обработка тонкостенных цилиндров с управляемым статическим равновесием. – Оптимизация производственных процессов: Сб. науч. тр. – Севастополь, 1999. Вып. 1. – с. 166 – 172. 4. Бутковский А.Г. Методы управления системами с распределенными параметрами. – М.: Наука, 1975.

- 568с. 5. Карновский И.А., Почтман Ю.М. Методы оптимального управления колебаниями деформируемых систем. — Киев; Донецк: Вища школа. Головное изд-во, 1982. - 116с. 6. Красовский Н.Н. Теория управления движением. — М. 1968. - 475с.

Статья поступила в редакцию 14.05.2001г.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ

Броль С., Квятковска Е., Тараненко В.
(Политехника Опольска, Польша).

In this paper a mathematical model building rules of roughness parameters in shafts turning are shown. The developed model demonstrates the relationships between roughness parameters and main cutting parameters, tool characteristic, tool wear and material properties. Also the comparison between experimental data and obtained by roughness modeling and analysis of main cutting parameters influence on the surface quality are presented.

Прогнозирование параметров качества при механической обработке деталей на базе анализа имитационных моделей формирования этих параметров позволяет создать алгоритмы оценки пригодности технологии, использовать эти алгоритмы для выбора оптимальных технологических условий на стадии проектирования технологии и тем самым сократить до минимума физическое моделирование при разработке технологических процессов изготовления деталей. Задача эта сложная, поскольку число факторов, обуславливающих качество обрабатываемых поверхностей, достаточно велико. Большинство факторов носит нестабильный характер (неравномерная твердость заготовок, колебания припуска, вибрации при резании, электрические процессы в стыке резец-деталь и т.п.), при обработке они, как правило, не контролируются и не управляются.

Для осуществления прогноза на стадии подготовки производства и автоматического управления параметрами качества в процессе обработки необходимо построение математической модели формирования параметров качества.

При моделировании процесса образования неровностей поверхности при точении в проведенных ранее исследованиях предполагалось, что резец перемещается относительно заготовки в соответствии с кинематикой точения и совершает колебания по направлению действия радиальной P_y составляющей силы резания, при этом резец переносит профиль своей вершины в плане на обрабатываемую заготовку [1].

При наличии указанных силовых воздействий упругое перемещение

y_1 любой точки заготовки может быть представлено в виде

$$y_1 = \{y_0 K_1(\alpha x) + \Theta_0 K_2(\alpha x)/\alpha + M_0 K_3(\alpha x)/(\alpha^2 EI) + Q_0 K_4(\alpha x)/(\alpha^3 EI) + P_0 K_4[\alpha(x-a)]/(\alpha^3 EI)\} \cos(\omega t), \quad (1)$$

где K_1, K_2, K_3, K_4 — балочные функции А.Н. Крылова; $\alpha = [\omega^2 I(EI)]^{0.25}$; индексом «0» отмечены значения начальных параметров при $x=0$; E — модуль упругости; I — момент инерции сечения; m — масса единичного элемента заготовки.

Перемещение вершины резца y_2 в направлении действия силы P_y представлено в виде гармонической функции времени того же периода, что и возмущающая сила:

$$y_2 = y_{20}(x) \cos(\omega t). \quad (2)$$

Искомые взаимные перемещения заготовки и вершины резца y_i , определяющие формируемые при точении неровности поверхности, представляются как

$$y_i = y_{1i} + y_{2i}. \quad (3)$$

Микрорельеф поверхности моделируется наложением на массив перемещений $\{y_i\}$ (рис.1) профиля вершины инструмента в плане, который приближенно описывается дугой радиуса r_p (рис.2) [2,3]. При этом последовательность высот неровностей обрабатываемой поверхности, имитирующей профилограмму, образуется путем добавления к вычисленным ранее массива перемещений $\{y_i\}$ массива неровностей $\{h_j\}$, определяемого следующим образом. Расстояния между отжатыми y_i и y_{i+1} выбирают равными шагу подачи S при точении. Затем определяют ординаты точек U_1 и U_2 , расположенных в середине шага, и исходя из непрерывности профиля выбирают меньшую ординату U_1 , которую принимают за h_j [5]. Параметры шероховатости и волнистости рассчитываются с использованием полученной профилограммы. Учитывая вероятностный характер параметров микронеровностей, в соответствии с физико-технологической теорией образования неровностей деталей, параметры профиля описываются усредненными величинами с добавлением их возможных превышений [5].

Резец предельно изнашивается в течении периода его стойкости, что влияет на параметры шероховатости. На основании экспериментальных данных получена зависимость

$$r_p = r_{p0} [1 + m_1 (t_{раб}/T)^{m_2}], \quad (4)$$

где r_{p0} — радиус закругления вершины резца в плане, соответствующий начальному периоду обработки; $t_{раб}$ — время работы резца; m_1 и m_2 — коэффициенты, полученные при точении стали 45 проходным резцом с пластиной из твердого сплава Т15К6 (скорость резания $V=85$ м/мин, подача $S=0,2$ мм/об, глубина резания $t=2$ мм), $m_1=0,6$, $m_2=1,6$.

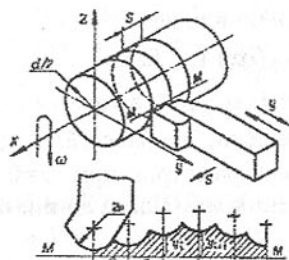


Рис.1. Схема образования неровностей при точении: ω – угловая скорость детали; S – направление перемещения инструмента и подача; y – направление упругих перемещений заготовки и инструмента; М-М – трасса снятия профилограммы; y_i и y_{i+1} – взаимные перемещения заготовки и инструмента; d – диаметр заготовки; r_p – радиус вершины резца

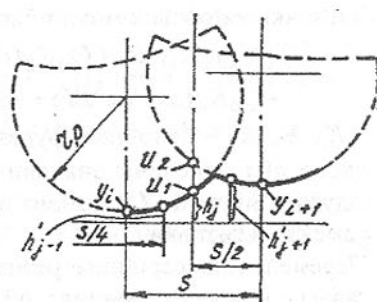


Рис.2. Схема наложения профиля инструмента на массив перемещений

Особенностью чистовой обработки деталей при малой глубине резания является контакт резца с зоной материала, подвергшейся пластической деформации на предыдущей операции. Предварительно деформированная зона упруго сопротивляется, обуславливая восстановление материала после отхода от него резца. Учитывать особенности контакта двух тел в этом случае рекомендуется при помощи параметра $HB^{0.5}E^{-1}$, где HB – твердость более мягкого из контактируемых материалов, E – модуль упругости этого материала. Несоответствие впадины неровности профилю инструмента в плане вызывает искажение неровности. К числу факторов, влияющих на искажение, были отнесены радиус r_p закругления вершины резца в плане, подача S при резании, характеристика материала $HB^{0.5}E^{-1}$.

Взаимное перемещение y заготовки и инструмента определяются радиальной P_y составляющей силы резания и, в зависимости от вида обрабатываемых деталей (жестких или нежестких), жесткостью технологической системы $C_{T.C}$ или жесткостью самой детали

$$y = P_y / C_{T.C} \quad (5)$$

На малом участке пути инструмента жесткость технологической системы или детали изменяется незначительно, в то время как составляющая P_y силы резания меняется в значительно больших пределах. В соответствии с рекомендованными режимами резания радиальная составляющая силы резания рассчитывается при острозаточенном резце по формуле [4]:

$$P_{y0} = P_{y \text{ ТАБЛ}} K, \quad (6)$$

где $P_{y \text{ ТАБЛ}}$ – табличное значение радиальной составляющей силы резания, прогнозируемое при выбранных режимах резания и материале режущей части инструмента; K – поправочный коэффициент, учитывающий изменение твердости заготовки [5].

В дальнейших расчетах радиальная составляющая силы резания при точении стальных заготовок определялась с учетом зависимости

$$P_{y \text{ ТАБЛ}} = 1039 K_\phi t^{0.6} S^{0.8} V^{-0.3}, \quad (7)$$

где $K_\phi = 0,5$ при $\phi = 90^\circ$ [4].

Проведенные исследования показали, что в пределах одной заготовки твердость поверхности меняется до 300% и более. Получена зависимость коэффициента K от твердости заготовки для случая обработки стальных заготовок резцами, оснащенными пластинами твердого сплава:

$$K = 0,1 HB^{0.4} \quad (8)$$

В общем случае твердость поверхностного слоя заготовки

$$HB = HB_1 [1 + (HB_2 / HB_1 - 1) \chi], \quad (9)$$

где HB_1 и HB_2 – соответственно минимальное и максимальное значение твердости заготовки; χ – случайная величина, распределенная в пределах $0 \leq \chi \leq 1$, которая генерируется при расчетах на ПЭВМ.

С учетом выражений (6) и (8) радиальная составляющая силы резания определяется зависимостью

$$P_{y0} = 0,1 P_{y \text{ ТАБЛ}} \{HB_1 [1 + (HB_2 / HB_1 - 1) \chi]\}^{0.4} \quad (10)$$

Износ и притупление инструмента приводит к увеличению силы резания, а соответственно, и к увеличению взаимного перемещения заготовки и инструмента. В результате исследований для случая обработки стальных заготовок резцами с пластинами твердого сплава с учетом времени работы резца получена зависимость

$$P_y = P_{y0} [1 + 0,6 (t_{\text{раб}} / T)^{1,6}], \quad (11)$$

где P_{y0} – радиальная составляющая силы резания при острозаточенном резце. Подстановка выражения (11) в формулу (5) позволяет определять массив взаимных перемещений заготовки и инструмента для моделирования неровности обрабатываемых поверхностей деталей.

На рис.3 представлены результаты моделирования упругих перемещений и характеристик шероховатости по выше приведенной модели. Исходные данные для расчета: твердость $HB_{\min} = 140$, $HB_{\max} = 240$, масса патрона 8 кг, масса дисбаланса 0,2 кг, радиус дисбаланса $5 \cdot 10^{-5}$ м, точение на станке 1И611П заготовок из стали 45 резцами с пластинами твердого сплава Т15К6. Из анализа полученных результатов моделирования следует, что увеличение диаметра заготовки в 2 раза при той же длине приводит к

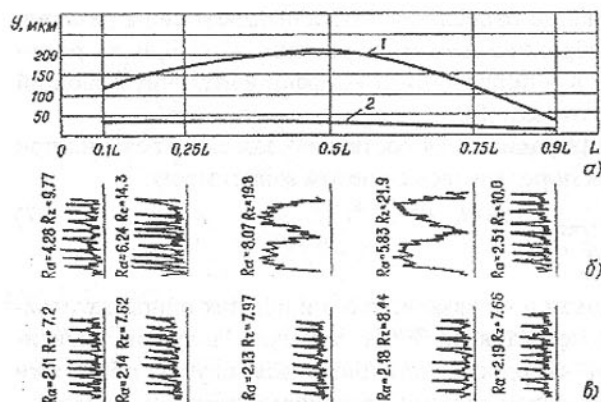


Рис.3. Зависимости изменения упругих перемещений по длине обработки: кривая 1 – $d=10$ мм $L=200$ мм, $S=0,1$ мм/об, $V=3$ м/с, $t=1$ мм, $\varphi=45^\circ$, $r_p=0,15$ мм; кривая 2 – $d=20$ мм, $L=20$ мм, $S=0,1$ мм/об., $V=3$ м/с, $t=2$ мм, $\varphi=45^\circ$, $r_p=0,15$ мм – а; изменение характеристик шероховатости при точении вала $d=10$ мм – б изменение характеристик шероховатости при точении вала $d=20$ мм – в

расчета позволяет широко исследовать технологические методы и способы достижения заданного уровня точности и качества обработки на стадии проектирования и подготовки производства, не прибегая к экспериментальным исследованиям. Оценка статистической значимости результатов, полученных при использовании различных технологических способов и средств обработки и управления точностью и качеством, проведена с применением аппарата непараметрической статистики. Представление о точности, надежности оценок и конкурентоспособности различных методов управления дано с использованием доверительных пределов и доверительных интервалов. Модели позволяют наряду с прямой задачей – оценки применимости одного из способов обработки деталей, решить обратную задачу – по заданным параметрам качества выбрать оптимальную технологию.

Список литературы: 1. Тараненко В.А., Левин М.А. Формирование параметров шероховатости поверхности при автоматическом управлении упругодеформированным состоянием маложестких деталей/Идентификация и автоматизация технологических процессов в маши-

ностроении: Сб. науч. тр. Куйбыш. политехн. ин-т. Куйбышев, 1990. – с. 27–33. 2. Wallbank I. Surfaces generated in single point turning. Wear, 1978. – 231 с. 3. Balazs L. Pap Iozefinr Mechany mikrogeometria i jellemzo elmeleti ertekenek meghatarozasa estergalaskoz. – Neherijpari must. Lyget. Korl. sorozat. – 1978. – 27, N 1. – Р 45–48. 4. Справочник технолога-машиностроителя. Т.2/Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с. 5. Тараненко В.А., Левин М.А. Моделирование процедур формирования параметров качества при механической обработке деталей. – М.: ВНИИТЭМР, Вып.3, 1990. – 64 с.

Использование математических моделей и алгоритмов

уменьшению упругих перемещений заготовки с учетом жесткости передней бабки и массы дисбаланса практически в 7–8 раз, а параметров шероховатости в наиболее опасных сечениях по длине заготовки – в 2,5 раза. Погрешность моделирования шероховатости по сравнению с экспериментальными данными для тех же условий обработки в среднем не превышает 20%.

Статья поступила в редакцию 17.03.2001г.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КОКСОХИМИЧЕСКОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Власов Г.А., Гайдаенко А.С., Романенко Е.П.

(ОАО «Авдеевский КХЗ», г. Авдеевка, Украина)

Парфенюк А.С., Топоров А.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина),

Захаров П.А. (ЗАО «Коксохиммонтаж», г. Москва, Россия)

The problem of a heightening of a resource metalconstruction at the coke-chemical plant with usage of a system approach is considered.

Техническое состояние металлоконструкций и всего металлофонда коксохимических предприятий за последнее десятилетие значительно ухудшилось по причине быстрого разрушения основных элементов конструкций, потери несущей способности и недостаточного их ремонтного восстановления с целью продления ресурса. Это во многом связано с тем, что коксохимическое производство отличается высокой агрессивностью рабочих сред и атмосферы предприятия, термическими воздействиями на рабочие органы машин и конструкций, абразивностью коксовой пыли, адгезией конденсата, смол, фусов и т.п. В итоге наблюдаются участвовавшие аварии с большими экономическими потерями и ущербом окружающей среде.

Проведенный анализ материалов обследования технического состояния основных конструкций на ОАО АКХЗ показал, что 71 % всех эксплуатируемых конструкций находится в неудовлетворительном состоянии, из них 1/5 — в опасном состоянии, и лишь 29 % в удовлетворительном [1].

Анализ остаточной несущей способности поврежденных конструкций необходим, чтобы оценить запас живучести, т.е. способность безопасно функционировать при повреждениях, которые с точки зрения нормальной эксплуатации следует отнести к предельным. Эксплуатация конструк-

ций по индивидуальному техническому состоянию открывает дополнительные резервы для повышения ресурса и показателей безопасности.

Аналогичная проблема, роста количества аварийных отказов возникла ранее при эксплуатации и ремонте коксовых машин [2,3]. Решение проблемы было найдено путем создания системы технического обслуживания и ремонта (ТОиР) с учетом показателей надежности машин. При этом особое внимание уделялось остаточному ресурсу механизмов и устройств.

Методология прогнозирования индивидуального остаточного ресурса и других индивидуальных показателей надежности в принципе не отличается от методологии прогнозирования на стадии проектирования. Самое существенное различие состоит в том, что в дополнение к априорной информации о материалах, узлах, нагрузках следует использовать текущую информацию об объекте, полученную в результате наблюдений и измерений во время эксплуатации. На основании совокупности информации об объекте необходимо экстраполировать поведение объекта в будущем и установить оптимальный момент для прекращения эксплуатации данного объекта и проведение инспекции, если контроль технического состояния не ведут непрерывно. В качестве критерия оптимальности наиболее целесообразно использование экономического критерия.

Нахождение остаточного ресурса с использованием теории надежности [4] выполняется несколькими методами (таблица 1).

Таблица 1.

Методы	Формула
Вероятностное прогнозирование	$F_{\Theta}(\Theta T_k) = 1 - P(t_k + \Theta T_k)$ $F_{\Theta}(\Theta T_k)$ — функция распределения ресурса $\Theta(T_k)$; $P(t_k + \Theta T_k)$ — функция надежности; t_k — момент времени; T_k — обозначение множеств измерений в момент времени $t_1, \dots, t_k$.
Прогнозирование на основе кумулятивных моделей	$F_{\Theta}(\Theta T_k) = \int F_{\Theta}(\Theta T_k r) p_r(r T_k) dr$ r — случайный вектор, объединяющий всю вероятностную информацию; $p_r(r T_k)$ — априорная плотность вероятности; $F_{\Theta}(\Theta T_k r)$ — двойная условная зависимость: первая — от результатов наблюдений, вторая — от значения вектора r .
Применение полудетерминистического метода	$\Theta(T_k r) = T(T_k r) [1 - \varphi_k(r)]$ $T(T_k r)$ — полный апостериорный характеристический ресурс; $\varphi_k(r)$ — мера повреждений.

Продолжение таблицы 1.

Прогнозирование ресурса по результатам измерения нагрузок	$\lim F_{\Theta}(\Theta T_k) = 1 - \exp[-\Theta^{\beta} / T_k^{\beta} (r_k)]$ $\Theta / T_k(r_k)$ — отношение остаточного ресурса к полному ресурсу; β — коэффициент зависящий от распределения нагрузки.
Прогнозирование остаточного ресурса по критерию роста дефектов	$F_{\Theta}(\Theta T_k) = 1 - P_d(t_k + \Theta T_k) P_{nd}(t_k + \Theta T_k) P_n(t_k + \Theta T_k)$ P_d — обнаруженные дефекты; P_{nd} — пропущенные дефекты; P_n — дефекты, возникшие после последней инспекции.

Прогнозирование изменения несущей способности и надежности конструкций в агрессивных средах [5] выполняется с помощью комплексного показателя коррозионной стойкости элемента:

$$П_K = V_{Cm3} / V_{факт} \delta / K_{из}$$

где $V_{факт}$ — фактическая скорость коррозии элемента конструкции (с учетом марки стали, эффективности защитных покрытий, напряженного состояния и т.д.), мм/год; V_{Cm3} — скорость коррозии стали Ст 3 без защиты в тех же условиях, мм/год; δ — толщина стенки элемента, см; $K_{из}$ — коэффициент коррозионного износа, учитывающий конструктивные особенности.

Следующий способ позволяет определить остаточный ресурс конструкции с помощью средств технической диагностики (неразрушающие методы контроля). Но данный способ является менее реализуемым по причине высокой стоимости необходимого оборудования (приборы контроля, датчики и т.д.). Основной трудностью этого анализа состояния конструкций является то, что они находятся в эксплуатации длительное время, при этом механические свойства материалов претерпевают существенные изменения, особенно для конструкций эксплуатирующихся в сильно агрессивной среде коксохимического предприятия, создающей условия для появления расслоений и роста дефектов. В большинстве случаев сведения необходимо получать на работающих конструкциях, при этом с ростом объема работ возрастает сложность измерений, так как необходимо применять неразрушающие методы испытаний, часть из которых недостаточно разработана или освоена, а часть отсутствует вообще [6]. Поэтому для определения технического состояния конструкции необходимо применять законы механики разрушения.

Использование вышеизложенных способов определения остаточного ресурса конструкции на предприятиях затруднено, по причине их непригодности для нужд заводов. В результате чего возникает необходи-

мость нахождения оптимально реализуемого способа, который включает в себя все преимущества и не имеет недостатков приведенных способов.

Предлагаемый нами способ, решения данной проблемы основан на том, что при проектировании конструкции в расчетах изначально закладывается значительный запас прочности, который позволяет им оставаться работоспособными при значительных повреждениях и дефектах. Поэтому необходимо повысить эксплуатационные характеристики конструкции путем разработки новых, координатно отличающихся, графиков ТОиР. Предлагаемый способ сочетает в себе теоретические знания, фактические результаты, полученные путем обработки статистической информации по состоянию конструкций, стандартные технические решения продления срока службы конструкций.

Схема решения данной проблемы включает следующие блоки:

- **база данных конструкций**, в неё вводится вся имеющаяся информация из технической документации, такая как перечень основных конструкций коксохимического предприятия, нахождение конструкции в зоне воздействия агрессивных веществ, сведения о наличии дефектов и причин их появления (коррозионное разрушение, механическое или термическое воздействие), контроль технического состояния неразрушающими методами (визуальное обследование с замерами дефектов, дефектоскопия, толщинометрия);
- **расчет** значений и параметров по информации полученной из базы данных конструкций. Производится расчет:
 - изменения физико-механических характеристик материала (изменение предела прочности, коэффициента Пуассона и др. по времени и в зависимости от влияния агрессивных сред);
 - модели процесса разрушения;
 - показателей надежности, безотказности и долговечности конструкции;
 - остаточного ресурса как элементов, так и конструкции в целом;
- **база промежуточных данных** позволяет просмотреть полученные результаты в численном виде;
- **отображение результатов** в более приемлемом для эксплуатационников виде (графики, трехмерные графики, диаграммы и т.д.);
- **база стандартных технических решений** содержит существующие на данный момент технические решения, применяемые при выполнении ремонтов конструкций;
- **анализ результатов** позволяет на основании полученных данных и стандартных технических решений определить методы для восстановления конструкций;
- **предлагаемые решения** проблемы:

- конкретные графики ТОиР;
- технические предложения продления ресурса эксплуатируемых конструкций

Внедрение такой системы на предприятии позволит своевременно и достоверно оценивать состояние конструкций, не допуская перехода её из неудовлетворительного состояния в опасное. Путем выполнения ремонтно-профилактических восстановлений и ТОиР обеспечить техногенную безопасность производства в целом. Практическое использование системы техническим отделом предприятия даст возможность следить за состоянием конструкций, изменениями, которые претерпевает материал в результате длительной эксплуатации в условиях агрессивных сред, распространением дефектов, выполнением ремонтов и т.д.

Список литературы: 1. Власов Г.А., Гайдаенко А.С., Парфенюк А.С., Топоров А.А. Проблема продления ресурса и повышение техногенной безопасности основных конструкций на коксохимических предприятиях / Кокс и химия 2001. № 5 21-26 с. 2. Власов Г.А., Парфенюк А.С., Романенко Е.П. Внедрение системы управления техническим обслуживанием и ремонтом коксовых машин на основе показателей надежности / Кокс и химия. 1986. № 6 20-23 с. 3. Власов Г.А., Парфенюк А.С., Веретельник С.П., Топоров А.А. К вопросу защиты коксовых машин от поломок / Защита металлургических машин от поломок: Сб. научн. трудов Вып. 4, Мариуполь, 1999. 90-95 с. 4. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций – М. 1990 450 с. 5. Горохов Е.В. Долговечность стальных конструкций в условиях реконструкции – М. 1994 650с. 6. Недосека А.Я. Основы расчета и диагностика сварных конструкций. – К. 640с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2001г.

О СИСТЕМНОМ ПОДХОДЕ К АНАЛИЗУ И СИНТЕЗУ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Водолазская Н. В., Михайлов А. Н., Порываев Д.А.
(ДонИТУ, Донецк, Украина)

In a paper the questions of a system approach to the analysis of assembly of threaded connections are considered. The scheme of system of an assembly is submitted. The series of the uncontrollable factors influencing process of automatized assembly of threaded connections is specified is the possible failure of a thread in the initial moment screwing.

В условиях жесткой рыночной конкуренции необходимо найти наиболее рациональный подход для минимизации себестоимости выпускае-

мой продукции при ее высоком качестве, которое в значительной степени зависит от заключительного этапа - сборки изделий. Главной проблемой сборочного производства является сокращение затрат живого труда и освобождение рабочих от выполнения тяжелых и монотонных операций [1], к числу которых можно отнести затяжку резьбовых соединений. Решение этой проблемы требует, прежде всего, совершенствования технологии и широкого внедрения механизации и автоматизации сборки резьбовых соединений. Каждый сборочный процесс включает в себя ряд операций сходного технологического характера, но существует большое разнообразие вариантов выполнения этого процесса. Процесс автоматизированной сборки резьбовых соединений представляет собой специфическую многофункциональную и многокомпонентную систему, состоящую из комплекса взаимосвязанных блоков (подсистем сборочного узла, инструмента, транспортирования, контроля и т. п.), подверженных влиянию внешних и внутренних факторов, но образующих определенную целостность и имеющих четкую целенаправленность, т. е., стремящихся в своем функционировании к достижению конкретных целей. Чем сложнее технологическая система, тем больше возникает решений проблемы и тем значительнее возможные убытки от использования неоптимальных вариантов. Таким образом, для успешной и эффективной автоматизации сборки резьбовых соединений необходим системный подход к анализу этого процесса, который может быть отображен в виде следующей схемы (рис 1).

Сборочные единицы состоят из различного количества составляющих их деталей, поэтому множество $V = \{v_1, v_2, \dots, v_m\}$ - это детали входящие в данный узел. После выполнения всех операций сборки получают готовый узел u , но следует учесть, что в каждый момент времени t сборочная единица будет находиться в состоянии $u_k(t)$, представленном следующим соотношением:

$$u_k(t) = \eta(t, v_p)$$

Эта зависимость обозначает, что характер состояния сборочного процесса системы S будет зависеть от времени t и количества составляющих деталей v_p . Тогда значение выхода W будет определяться суммой всех состояний системы S , в которых она может пребывать при выполнении сборки данного узла.

$$W = \sum_{k=1}^n u_k(t)$$

На процесс технологических преобразований оказывают влияние факторы N , которые представляют собой совокупность материального S , энергетического E и информационного I потоков.

$$N = \{S, E, I\}$$

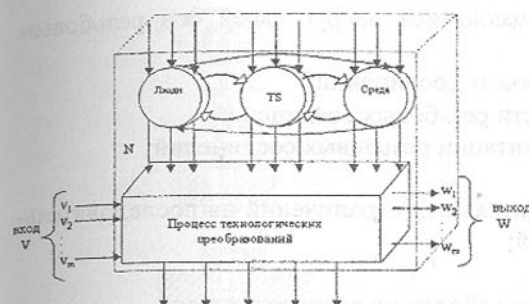


Рис. 1. Схема системы сборочного процесса

достаточно точное относительное ориентирование собираемых деталей (т. е. смещение осей винта и резьбового отверстия гайки), нарушение технологических условий свинчивания и т. д.

Срыв витков резьбы у болта или гайки в условиях автоматизированной сборки недопустим, так как приводит к нарушению темпа сборки изделия. Следовательно, одной из задач автоматизированной сборки резьбовых соединений является разработка методов оптимального поиска необходимых условий для автоматического ориентирования деталей, обеспечивающих их свинчиваемость без срыва резьбы. На рис. 2 приведена схема алгоритма формирования процесса сборки с использованием резьбового соединения.

На схеме цифрами обозначено:

- 1 - ввод базового элемента (сборочной единицы, узла);
- 2 - ввод резьбовых деталей (болт и гайка, винт, шпилька и гайка);
- 3 - выбор необходимой резьбовой пары;
- 4 - выбор вида сборки;

Одним из неконтролируемых факторов, влияющих на процесс автоматизированной сборки резьбовых соединений, является возможный срыв резьбы в начальный момент свинчивания. Причиной такого срыва могут быть неточное изготовление элементов резьбовой пары, не-

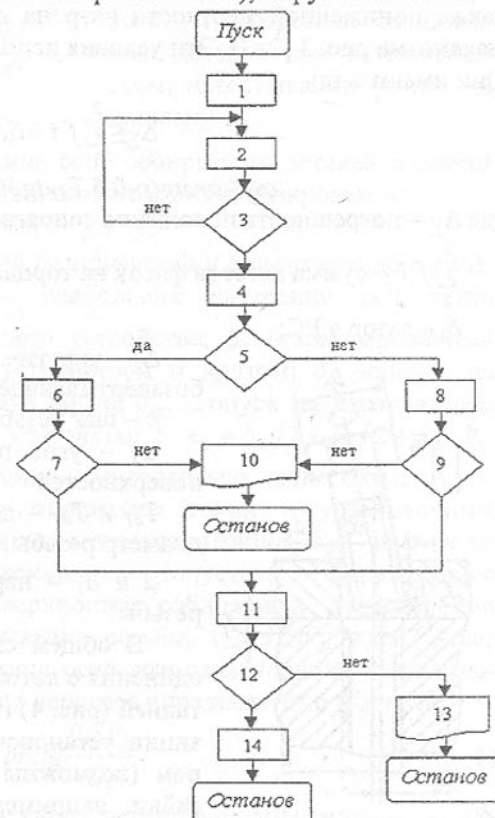


Рис. 2. Схема алгоритма формирования процесса сборки изделия с использованием резьбового соединения

- 5 – сборка выполняется с вращающимся вокруг своей оси резьбовым стержневым элементом;
- 6 – критерий собираемости резьбовых соединений;
- 7 – проверка условий собираемости резьбовых соединений;
- 8 – критерии относительной ориентации резьбовых соединений;
- 9 – проверка условий;
- 11 – логические условия дополнительных ограничений на последовательность выполнения операций;
- 12 – условия выполняются;
- 13 – печать результата (дальнейшая сборка не осуществляется);
- 14 – печать массива результатов.

При автоматическом выполнении наживления условия собираемости улучшаются из-за вращательного движения присоединяемой детали, а также пониженной жесткости патрона и насадки резьбозавертывающего механизма рис. 3 [2, 3]. Эти условия используются при реализации блока 7. Они имеют вид:

$$\Delta_{\Sigma} \leq \sum_{i=1}^2 f_i + \delta_e/2 + \Delta_y$$

$$\alpha_{\Sigma} \leq \arctg(p - 0,5 T_{d2} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ) / (d + d_1 + T_{d1})$$

где Δ_{Σ} – погрешность положения сопрягаемых резьбовых поверхностей;

$\sum_{i=1}^2 f_i$ – сумма катетов фасок на торцах резьбовых поверхностей;

δ_e – зазор в РС;

Δ_y – упругие отжатия насадки и патрона резьбозавертывающего устройства;

p – шаг резьбы;

α_{Σ} – угол перекоса сопрягаемых резьбовых поверхностей

T_{d1} и T_{d2} – допуски на средний и внутренний диаметр резьбы;

d и d_1 – наружный и внутренний диаметры резьбы.

В общем случае при сборке резьбового соединения с автоматической относительной ориентацией (рис. 4) гайка центруется на сборочной позиции установочным подпружиненным фиксатором (возможны и другие способы базирования гайки, например по граням), винт находится в ориентирующем устройстве. Ориентирующее устройство и фиксатор сцентрированы с определенной точностью [4].

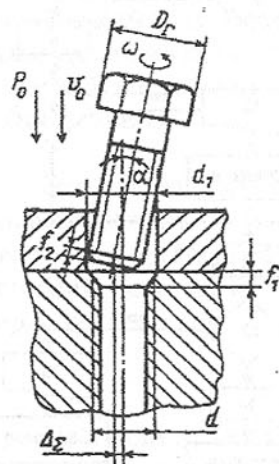


Рис. 3. Параметры резьбового соединения

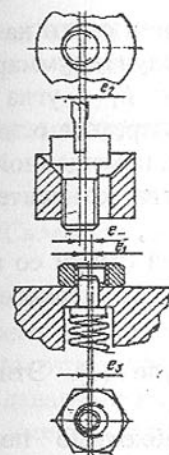


Рис. 4. Схема сборки резьбового соединения с автоматической относительной ориентацией

Из схемы видно, что смещение осей собираемых деталей является замыкающим звеном в размерной цепи погрешностей; базирования:

$$e = e_1 + e_2 + e_3,$$

где e_1 – установочное смещение осей базирующего и ориентирующего элементов; $e_2 = \Delta_6/2 + \delta_6/2 + \delta_{op}/2$ – наибольшее смещение оси винта относительно оси ориентирующего устройства; Δ_6 – гарантированный зазор между ориентирующим устройством и винтом; δ_6 – допуск на изготовление наружного диаметра винта; δ_{op} – допуск на изготовление отверстия ориентирующего устройства; $e_3 = \Delta_e/2 + \delta_u/2 + \delta_\phi/2$ – наибольшее смещение оси гайки относительно оси базы; Δ_e – гарантированный зазор между отверстием гайки и установочным пальцем; δ_e – допуск на изготовление отверстия гайки; δ_ϕ – допуск на изготовление фиксатора. Максимально допустимое параллельное смещение осей резьбовых поверхностей собираемых деталей, при котором еще возможно захватывание резьбы, $e \leq 0,325 P_p$, где P_p – шаг резьбы. При параллельном смещении осей возможен перекос осей в начальный момент заворачивания. Угол перекоса определяют по формуле:

$$\beta = \arctg \frac{0,5 P_p}{d_e} \quad (1)$$

где d_e – номинальное значение наружного диаметра резьбы винта.

Если угол β_n превышает значение, полученное по формуле (1), то при заворачивании может произойти заклинивание и даже срыв витков резьбы.

На рис. 5 показана схема образования суммарного угла перекоса со-

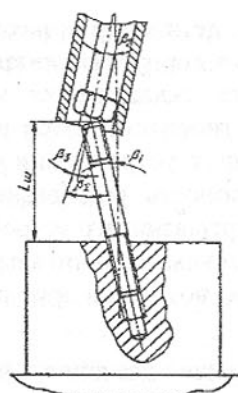


Рис. 5. Схема образования суммарного угла перекоса соединяемых деталей при автоматическом наворачивании гайки на шпильку

единяемых деталей при автоматическом закручивании гайки на шпильку, ввернутую в корпусную деталь. В представленном случае суммарный угол β_{Σ} перекося складывается из трех составляющих: β_1 — угла перекося шпильки относительно оси накручивания; β_2 — угла перекося оси резьбоукручивающего устройства и β_3 — угла перекося гайки, помещенной в шестигранную полость резьбоукручивающего устройства, относительно оси резьбоукручивающего устройства.

Нормальная свинчиваемость резьбовых деталей (гайки со шпилькой или винтом) возможна при условии, что суммарный угол перекося

$$\beta_{\Sigma} = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 \quad (2)$$

будет меньше значения, найденного по формуле (1). Эти условия используются для выполнения блока 9.

Для реализации алгоритма на ЭВМ необходимо подготовить следующие основные данные: базовый элемент (детали или сборочную единицу), наименование, вид и параметры резьбового соединения, количество сборочных элементов, логические условия дополнительных ограничений на последовательность выполнения операций, технические условия, точностные требования к выполнению сборочных операций и т.п.

Таким образом, именно системный подход к анализу и синтезу процесса автоматизированной сборки резьбовых соединений позволяет увидеть разнообразные группы факторов, влияющие на процесс сборки, учитывать их изменения и взаимосвязь в различных ситуациях и влияние на конечный результат, а также создавать обобщенные модели и алгоритмы, описывающие весь процесс и отдельные его составляющие. Приведенный в данной работе алгоритм формирования процесса сборки изделия с использованием резьбового соединения позволяет на стадии проектирования технологического процесса сборки осуществить оптимальный поиск необходимых условий для автоматического ориентирования деталей, обеспечивающих их свинчиваемость без срыва резьбы, а значит, и выбрать наиболее рациональный вариант технологического процесса сборки.

Список литературы: 1. Базров Б. М. Модульная технология в машиностроении. — М.: Машиностроение, 2001. — 368 с. 2. Технология машиностроения: В 2-х т. Т. 1. Основы технологии машиностроения/ В.М. Бурцев, А.С. Васильев, А.М. Дальский и др.; Под ред. А.М. Дальского — М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1999. — 564 с. 3. Белоусов А.П., Дашенко А.И. Основы автоматизации производства в машиностроении: — М.: Высш. школа, 1982 — 351 с. 4. Гедьфанд М.Л., Ципенюк Я.И., Кузнецов О.К., Сборка резьбовых соединений. — М.: Машиностроение, 1978. — 109 с.

Статья поступила в редакцию 23.05.2001г.

АНАЛИЗ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ МАШИНА-ОПЕРАТОР ПРИМЕНИТЕЛЬНО К АВТОМОБИЛЮ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА СВЯЗНЫХ ГРАФОВ

Войнаровский Ю., Жоховски Л.

(Силезский политехнический институт, г. Гливице, Польша)

The non classical method of the analysis of a vibration isolation of a system the machine-operator with application of the graph of connections is offered, which one allows to avoid a phase of compiling of differential equations of motion.

Передаваемые на оператора через пол либо сиденье механические колебания имеют характер общего воздействия. Методы выполнения измерений параметров вибрации, способ их оценки, а также допустимые значения ускорений колебаний машин, влияющих на человека, определяются соответствующими национальными стандартами [2]. Согласно с нормативными требованиями при выполнении замеров ускорения колебаний применяются нормы для общего случая воздействия колебаний на человека через верхние конечности. Как Польские нормы, так и «Положение о машинах» не имеют собственно отношения к машинам прерывистого действия, и, особенно, к способу определения критериальных величин, позволяющих оценить степень вибрационной опасности для оператора машины. Поэтому, в соответствии с предыдущей версией Польских норм от 1983г., а также рекомендаций ISO разработан способ измерения ускорений колебаний, представленный в работе [2]. Этот способ позволяет получить срав-

нительные результаты независимо от типа машины и способа ее обслуживания. Для оценки механических колебаний, воздействующих на оператора, можно также использовать весовой метод, либо метод дозиметрии. В данной работе предлагается новый способ проведения исследований и оценки колебаний, применение которого может быть более эффективным для ряда групп рабочих машин.

Для анализа виброизоляции системы автомобиль-

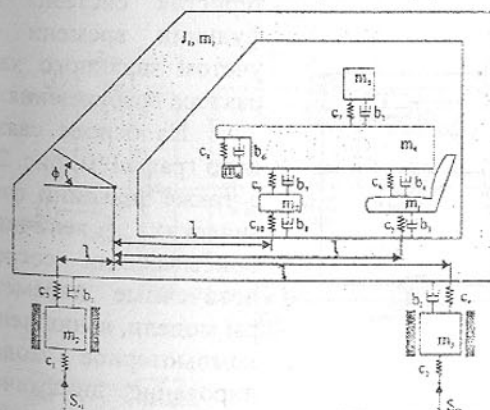


Рис. 1. Динамическая модель системы автомобиль-водитель

водитель (рис. 1) была принята динамическая модель автомобиля с распределенными параметрами с учетом наличия оператора, тело которого моделировалось в виде системы сосредоточенных масс.

На основе динамической модели системы автомобиль-водитель был разработан связной граф, представленный на рис. 2.

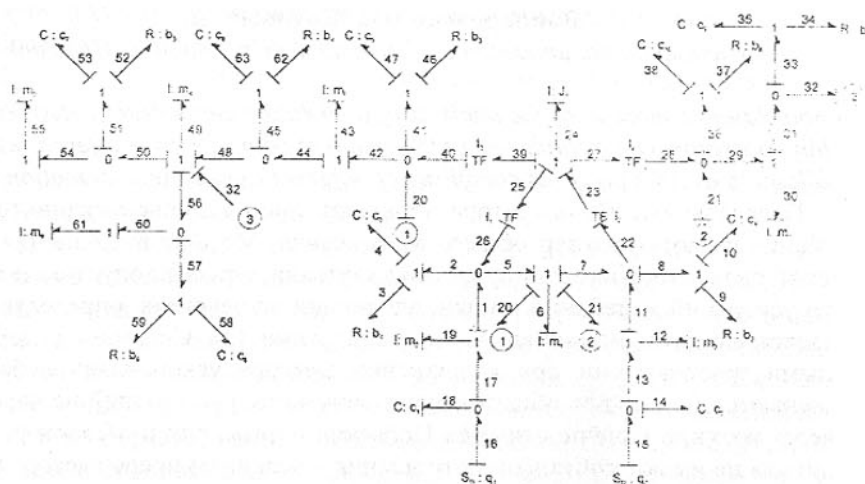


Рис. 2. Связной граф модели системы автомобиль-водитель

Для сконструированного связного графа подготовлены соответствующие блок-схемы (рис. 3 и рис. 6), необходимые для последующего анализа, в результате которого получены графики изменения основных характеристик системы в функции времени с учетом заданного характера возбуждения.

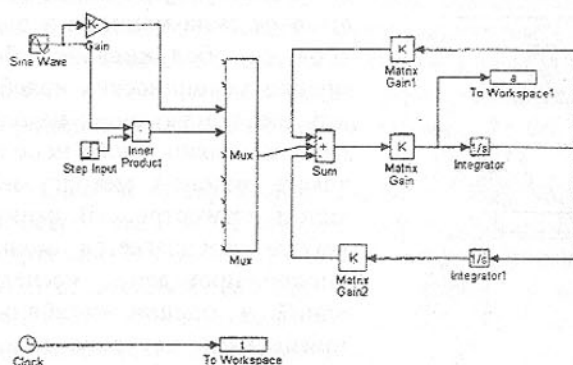


Рис. 3. Блок-схема модели автомобиля при синусоидальном возбуждении

На основе связного графа (см. рис. 2) а также значений физических величин, описывающих сосредоточенные параметры модели, выполнено компьютерное моделирование динамических процессов при езде автомобиля.

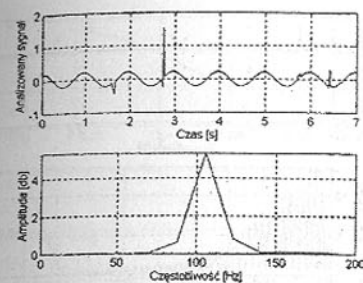


Рис. 4. Ускорение передних (а) и задних (б) колес автомобиля при синусоидальном возбуждении

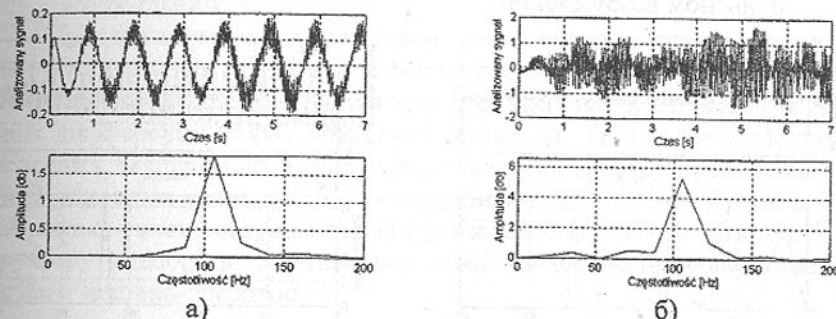


Рис. 5. Ускорение кресла оператора (а) и его головы (б) при синусоидальном возбуждении

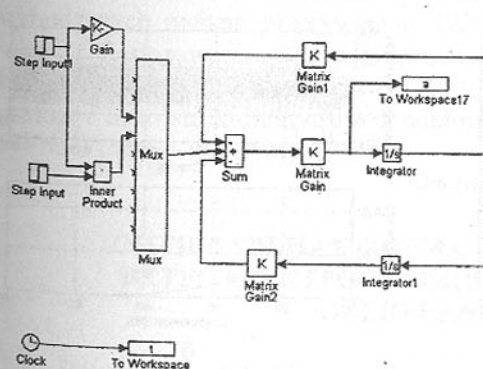
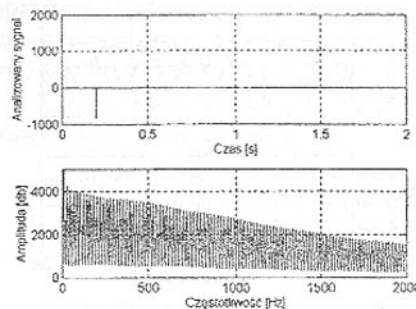
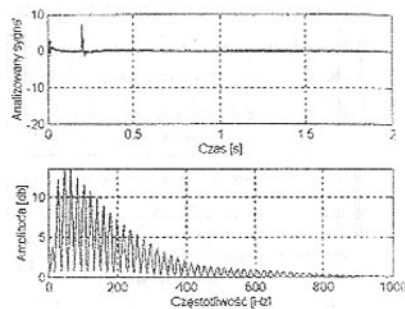


Рис. 6. Блок-схема автомобиля при импульсном и пилообразном возбуждении

В дальнейшем, было выполнено моделирование виброизоляции системы машина-оператор (автомобиль-водитель) при импульсном и пилообразном типах возбуждения (рис. 6). С этой же целью разработана блок-схема, соответствующая этим типам, что позволило получить графики изменения основных характеристик системы в функции времени.

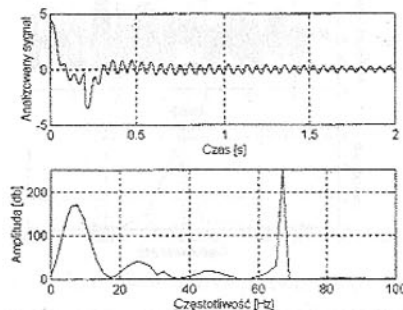


а)

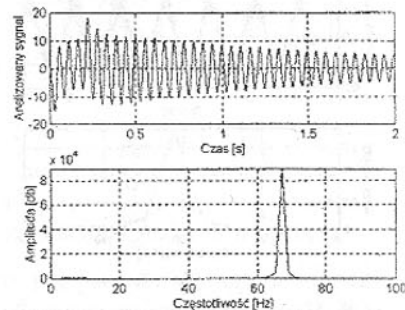


б)

Рис. 7. Ускорение передних (а) и задних (б) колес автомобиля при импульсном возбуждении

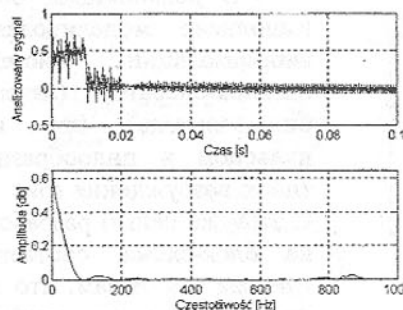


а)

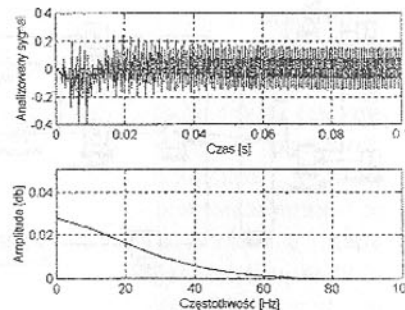


б)

Рис. 8. Ускорение кресла оператора (а) и его головы (б) при импульсном возбуждении

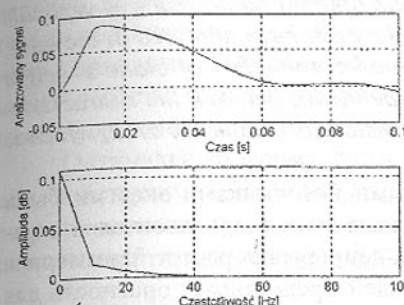


а)

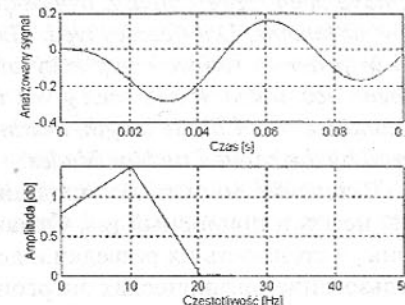


б)

Рис. 9. Ускорение передних (а) и задних (б) колес автомобиля при пилообразном возбуждении



а)



б)

Рис. 10. Ускорение кресла оператора (а) и его головы (б) при пилообразном возбуждении

Предложенный неклассический метод анализа виброизоляции системы машина-оператор с применением связанного графа является алгоритмизированным и характеризуется тем, что позволяет избежать этап составления дифференциальных уравнений движения. На основе выполненных численных экспериментов получены зависимости для определения ускорений основных узлов системы автомобиль-водитель в функции времени при разных типах возбуждения. Полученные зависимости позволяют конструктору подобрать оптимальные значения параметров виброизоляции системы машина-оператор.

Список литературы: 1. Karnopp D., Rosenberg R. : System Dynamics: A Unified Approach. John Wiley & Sons, New York 1975. 2. Wojnarowski J. i inni: Modele układów maszyna - operator w ograniczaniu oddziaływania drgań wzbudzanych ruchem przerywanym. Zeszyt nr 6, Gliwice 1999. 3. Margielewicz J.: Zastosowanie grafów wiązań w mechatronicznym projektowaniu robotów. Praca dyplomowa, Gliwice 1996. 4. Wojnarowski J. : Zastosowanie grafów i liczb strukturalnych w modelowaniu drgań układów mechanicznych. PWN, Wrocław-Warszawa 1985.

Статья поступила в редакцию 18.05.2001г.

ОПТИМАЛЬНАЯ ФОРМА ЛОПАСТЕЙ ТУРБИНЫ ВЕТРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ

Вонаровски Ю. (Силезский технический университет, Польша)
Земска И. (Лодзьская политехника, филиал в Бельско-Бяло, Польша)

In the paper the equations, which describe a form of blade so-called a tropo-

kien, have been represented. A troposkien is an optimal blade shape of vertical-axis wind turbine, Darrieus' type. The results have been analysed in the case, when in order to reduce complexity of the model, the effect of blade's weight had been accounted. It has been given the dependence between the characteristic quantities: total blade length, maximum tension force and the area, which is covered by the rotated turbine blades.

В течение многих лет традиционными источниками энергии были уголь, нефть и природный газ. Однако запасы этих энергоносителей ограничены, а стоимость их разведки и добычи непрерывно растет. Чрезмерное использование органических энергоносителей представляет опасность для окружающей среды в результате загрязнения вплоть до ее уничтожения. В связи с этим в настоящее время большое внимание уделяется использованию возобновляемых источников энергии, запасы которых практически не ограничены, а при их использовании не наносится вред окружающей среде. Одним из таких источников является ветер. В результате неравномерного нагревания земли солнцем всегда имеет место перемещение воздушных масс, что делает ветер неисчерпаемым источником энергии.

Для преобразования кинетической энергии поступательного движения воздушных масс в механическую энергию вращательного движения и далее в электрическую энергию служат устройства, называемые ветровыми турбинами или силовыми ветроустановками.

В зависимости от расположения оси вращения, различают ветровые турбины с горизонтальной и вертикальной осями вращения. Турбины с горизонтальной осью вращения достаточно широко распространены, применяются издавна и их конструкции общеизвестны, тогда как турбины с вертикальной осью вращения распространены в гораздо меньшей степени. Среди таких турбин заслуживает особого внимания турбина конструкции французского инженера Дарьеуса [1].

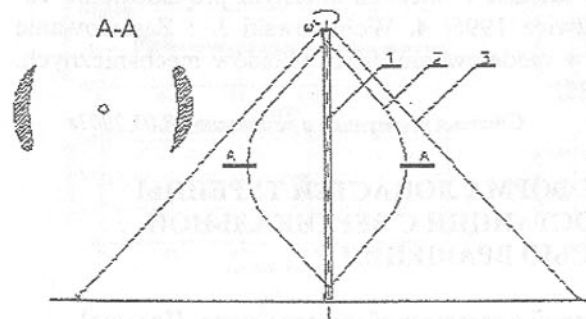


Рис. 1. Схема турбины Дарьеуса
а) – вал, б) – лопасть, в) – растяжка

На вертикальном валу турбины закреплены две либо три симметричных лопасти постоянного сечения (рис. 1). Лопасти изогнуты в плоскости, проходящей через ось вращения, и имеют форму кривой, называемой *troposkien* (от греческого *τροπος* – вращаться, *σχοινιον* – линия). Такая форма соответствует

дальной поверхности, описываемой лопастью при ее вращении относительно вертикальной оси. Благодаря такой конструкции основными являются растягивающие напряжения, что позволяет снизить массу вращающейся лопасти. Однако следует отметить, что вследствие влияния сил тяжести форма лопасти не будет симметричной.

Оптимальную форму лопасти можно определить на основе анализа сил, действующих на тяжелую деформируемую нить постоянного поперечного сечения, вращающуюся с постоянной угловой скоростью ω относительно вертикальной оси z (рис. 2а).

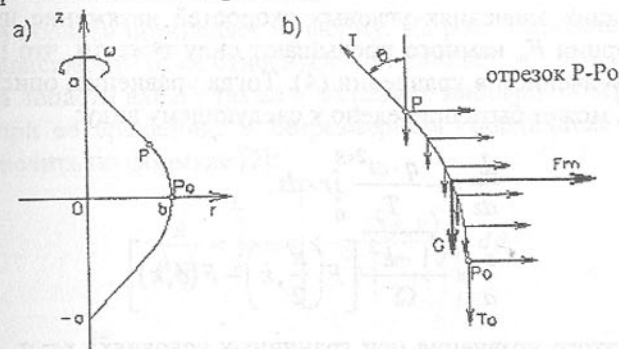


Рис. 2. Расчетная схема вращающейся лопасти (а) и система сил, действующих на ее отсеченный элемент (б)

При этом, оба конца нити закреплены в двух точках, лежащих на этой оси (с координатами 0,а и 0,-а). В качестве горизонтальной координаты принят радиус вращения r . При этом начало системы координат rOz принято таким образом, чтобы ось r проходила через точку лопасти, максимально удаленную от оси z .

На отсеченную часть лопасти длиной $s = \overline{P-P_0}$ (рис. 2б) действуют следующие силы: сила тяжести G , растягивающие внутренние силы T и T_0 и распределенные силы инерции F_m . Значения сил можно найти следующим образом:

$$G = \int_0^s q g ds, \quad F_m = \int_0^s q \omega^2 r ds, \quad (1)$$

где q – погонная масса лопасти, g ускорение свободного падения.

Поскольку сечение лопасти постоянно, то погонная масса постоянна, а, следовательно, сила тяжести также постоянна. В то же время сила инерции F_m линейно зависит от радиуса r .

Уравнения равновесия отсеченной части лопасти $P-P_0$ имеют вид:

$$T \cdot \sin \theta - F_m = 0. \quad (2)$$

$$T \cdot \cos \theta - T_0 - G = 0. \quad (3)$$

Уравнение кривой, описывающей форму лопасти, может быть получено путем исключения параметра T из уравнений (2), (3) и подстановки выражения $\operatorname{tg} \theta = -\frac{dr}{dz}$:

$$\frac{dr}{dz} = -\frac{F_m}{T_0 + G} = -\frac{q \cdot \omega^2 \int_0^s r \cdot ds}{T_0 + q \cdot g \cdot s}. \quad (4)$$

При больших значениях угловых скоростей натяжение нити T_0 , а также сила инерции F_m намного превышают силу тяжести, что позволяет пренебречь ее значением в уравнении (4). Тогда уравнение, описывающее форму лопасти, может быть приведено к следующему виду:

$$\frac{dr}{dz} = -\frac{q \cdot \omega^2}{T_0} \int_0^s r \cdot ds. \quad (5)$$

$$\frac{z}{a} = \frac{\sqrt{1-k^2}}{\Omega} \left[F\left(\frac{\pi}{2}, k\right) - F(\phi, k) \right]. \quad (6)$$

Решение этого уравнения при граничных условиях: $z = a \Rightarrow r = 0$

и $z = 0 \Rightarrow \frac{dr}{ds} = 0$, можно представить в следующей форме:

$$F(\phi, k) = \int_0^\phi \frac{d\zeta}{\sqrt{1-k^2 \sin^2 \zeta}}, \quad (7)$$

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2}{\Omega \cdot \beta}\right)^2}}. \quad (8)$$

где $F(\phi, k)$ - эллиптический интеграл с параметром k ,
 $\phi = \arcsin(r/b)$ - условная угловая координата,
 b - максимальное значение горизонтального перемещения,

$\Omega = \sqrt{\frac{q \cdot \omega^2 \cdot a^2}{T_0}}$ - параметр, характеризующий соотношение силы инерции и силы натяжения,

$\beta = \frac{b}{a}$ - отношение полуосей осевого сечения поверхности вращения.

В связи с тем, что не учитывается влияние силы тяжести, кривая, представленная уравнением (6), является симметричной относительно оси координат r .

Полная длина лопасти может быть найдена по следующей формуле:

$$S = 2 \int_0^a \sqrt{1 + \left(\frac{dr}{ds}\right)^2} dz, \quad (10)$$

либо в безразмерной форме:

$$\frac{S}{2a} = \int_0^1 \sqrt{1 + \left(\frac{dr}{ds}\right)^2} dz. \quad (11)$$

Длина лопасти определяет ее форму. На рис. 3 представлены форма лопасти в зависимости от ее относительной длины.

Длина лопасти влияет также и на размер площади поверхности, описываемой при ее вращении. В безразмерных координатах эту площадь можно вычислить по формуле [2]:

$$\frac{A}{4ab} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \phi \left[1 - \frac{F(\phi, k)}{F\left(\frac{\pi}{2}, k\right)} \right] \cdot d\phi. \quad (12)$$

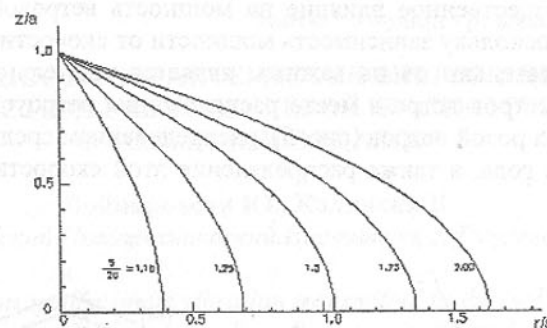


Рис. 3. Форма лопасти в зависимости от ее длины

Полученные формулы дают возможность решить задачу оптимизации площади поверхности вращения и формы ее осевого сечения в функции длины лопасти.

Для вычисления силы натяжения следует суммировать уравнения (2) и (3), предварительно возведя их в квадрат:

$$T^2 = F_m^2 + (T_0 + G)^2. \quad (13)$$

Пренебрегая влиянием сил тяжести и подставляя в это выражение значение силы инерции из уравнения (4), относительную силу натяжения можно представить в следующем виде:

$$\frac{T}{T_0} = \sqrt{1 + \left(\frac{dr}{dz}\right)^2} = 1 - \frac{\Omega^2 \cdot \beta^2}{2} \cdot \left(\frac{r^2}{\beta^2} - 1\right). \quad (14)$$

Максимальное значение относительной силы имеет место при $r=0$ и определяется по формуле:

$$\left(\frac{T}{T_0}\right)_{\max} = 1 + \frac{\Omega^2 \cdot \beta^2}{2} = 1 + \frac{2 \cdot k^2}{1 - k^2}. \quad (15)$$

Результаты вычислений по формуле (15) после подстановки параметра k , а также отношений $S/2a$ и $(T/T_0)_{\max}$ представлены на рис 4, откуда следует, что зависимость $(T/T_0)_{\max}$ от $S/2a$ является практически линейной.

Теоретическая мощность воздушного потока с плотностью ρ , перемещающегося со скоростью v через перпендикулярное сечение площадью A определяется по формуле [3]:

$$N = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot v^3. \quad (16)$$

Из формулы (16) следует, что скорость движения воздушных масс оказывает существенное влияние на мощность ветровой энергетической установки, поскольку зависимость мощности от скорости является кубической. Следовательно очень важным является тщательный всесторонний анализ параметров ветра в месте расположения ветроустановки, которые определяются розой ветров (рис. 5), распределением средней скорости ветра в течение года, а также распределение этой скорости по высоте установки.

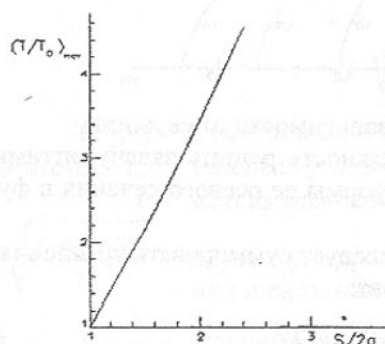


Рис. 4. Зависимость сил натяжения от относительной длины лопасти

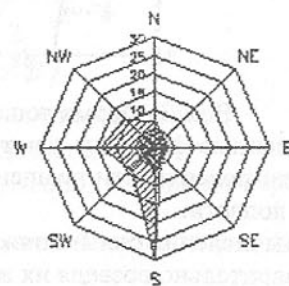


Рис. 5. Пример розы ветров

Мощность ветроустановки линейно зависит от плотности воздуха (которую в данной местности можно считать постоянной) и от площади, определяемой формой вращающихся лопастей. Чем больше эта площадь, то есть чем длиннее лопасти, тем больше энергии вырабатывает турбина. Однако, с ростом длины увеличиваются напряжения в лопастях. Следовательно, существует оптимальное значение длины лопасти, позволяющее получить максимальную мощность турбины при напряжениях, не превышающих допустимых значений.

Список литературы: 1. Darrieus G.J.M.: Turbine Having its Rotating Shaft Transverse to the Flow of Current. United States Patent No. 1,835,018, December 8, 1931. 2. Blackwell B. F., Reis G. E.: Blade shape for a troposkien type of vertical-axis wind turbine. Laboratorium Sandia, Albuquerque, New Mexico 87115, 1977. 3. Szumanowska M., Szumanowski A.: Fotoogniwa i turbiny wiatrowe w systemach energetycznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997. 4. Soliński I.: Energetyczne i ekonomiczne aspekty wykorzystania energii wiatrowej. Instytut Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków 1999.

Статья поступила в редакцию 18.05.2001г.

ОСОБЕННОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ С ТОРСИОННЫМ ВАЛОМ

Войнаровский Ю., Калинин В.

(Силезский Политехнический Институт, г. Гливице, Польша)

Vibration isolation system limits vibration transmitted to the isolated object. Efficiency of the passive isolator depends on frequency ratio and on damping coefficient. These properties are specific for every isolation system. In the paper are shown the efficient systems for heavy duty machines, which characterises little height of the force – deflection curve.

Упругие системы виброзащиты с квазинулевой жесткостью применяются для подвески чувствительных элементов приборов, технических объектов, в ручных машинах ударного действия, в креслах и кабинах операторов транспортных средств.

С целью повышения эффективности виброзащитной системы за счет уменьшения высоты и площади глобальной и локальной петель гистерезиса разработаны конструкции рычажных амортизаторов с торсионным валом (рис. 1 – 2) [1,2]. В этих конструкциях отсутствуют поступательные кинематические пары, а количество кинематических вращательных пар

сведено до минимума.

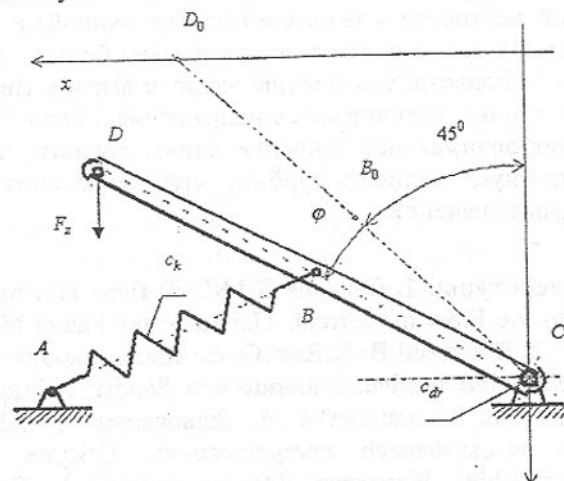


Рис. 1. Схема системы виброзащиты с одноплечим рычагом:
 c_k — жесткость корректирующей пружины,
 c_{dr} — жесткость торсионного вала,
 F_z — нагрузка

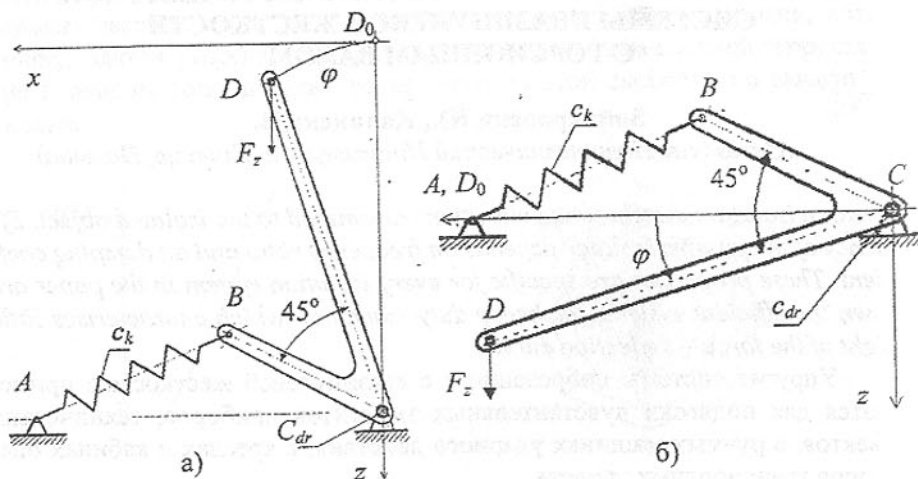


Рис. 2. Схема системы виброзащиты с двухплечим рычагом
 а) — нагрузка F_z приложена к верхнему плечу рычага
 б) — нагрузка F_z приложена к нижнему плечу рычага

Значения вертикальной силы F_z для соответствующих систем виброзащиты имеет вид:

- для варианта, представленного на рис. 1:

$$F_z(z) = \frac{c_{dr}(\arccos k_1 - 45^\circ)}{L_w \sin(\arccos k_1)} + \frac{r c_k (0,2947 - r \sqrt{5 - 4 \cos(90^\circ - \arccos k_1)})}{L_w \sin(\arccos k_1)} \times$$

$$\times \sin \left(\arcsin \left(\frac{\sin(90^\circ - \arccos k_1)}{\sqrt{5 - 4 \cos(90^\circ - \arccos k_1)}} \right) + 90^\circ - \arccos k_1 \right); \quad (1)$$

$$k_1 = \frac{L_w \cos 45^\circ - z}{L_w};$$

- для варианта, представленного на рис. 2а:

$$F_z(z) = \frac{c_{dr}(\arccos k_2)}{L_w \sin(\arccos k_2)} + \frac{r c_k (0,2947 - r \sqrt{5 - 4 \cos(45^\circ - \arccos k_2)})}{L_w \sin(\arccos k_2)} \times$$

$$\times \sin \left(\arcsin \left(\frac{\sin(45^\circ - \arccos k_2)}{\sqrt{5 - 4 \cos(45^\circ - \arccos k_2)}} \right) + 45^\circ - \arccos k_2 \right); \quad (2)$$

$$k_2 = \frac{L_w - z}{L_w};$$

- для варианта, представленного на рис. 2б:

$$F_z(z) = \frac{c_{dr}(\arccos k_2)}{L_w \sin(\arccos k_2)} + \frac{r c_k (0,2947 - r \sqrt{5 - 4 \cos(45^\circ - \arccos k_2)})}{L_w \sin(\arccos k_2)} \times$$

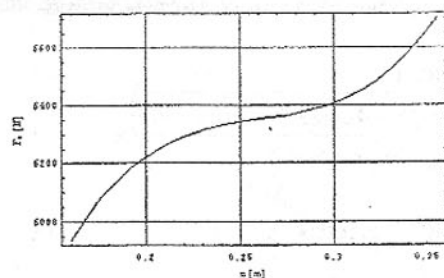
$$\sin \left(\arcsin \left(\frac{\sin(45^\circ - \arccos k_2)}{\sqrt{5 - 4 \cos(45^\circ - \arccos k_2)}} \right) + 45^\circ - \arccos k_2 \right); \quad (3)$$

$$k_2 = \frac{L_w - z}{L_w};$$

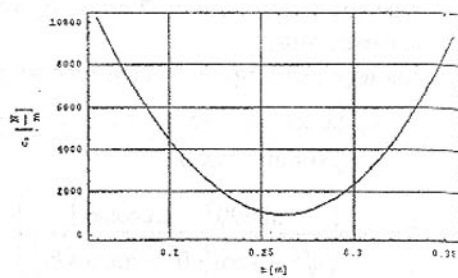
На рис. 3 – 5 представлены графики теоретических значений статических характеристик вертикальной силы F_z (а) и вертикальной жесткости c_z (б) в функции координаты z при следующем соотношении длин рычагов рассматриваемых вибросистем: $AC = CD = 2 BD = 0,4 \text{ m}$.

Несмотря на то, что рассматриваемые вибросистемы с нулевой жесткостью характеризуются значительной нелинейностью, значение статической рабочей нагрузки F_z можно менять в определенных пределах без ухудшения эффективности системы виброзащиты.

Жесткость корректирующей пружины c_k , обеспечивающая характеристики, представленные на рис. 3 – 5 имеет следующие значения:

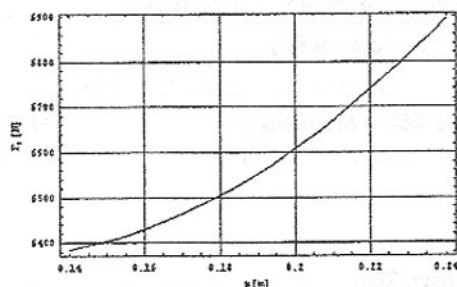


а)

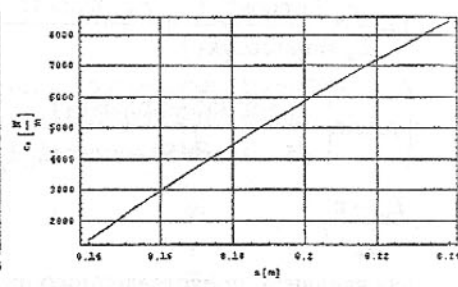


б)

Рис. 3. Статические характеристики вибросистемы с одноплечим рычагом (см. рис. 1)

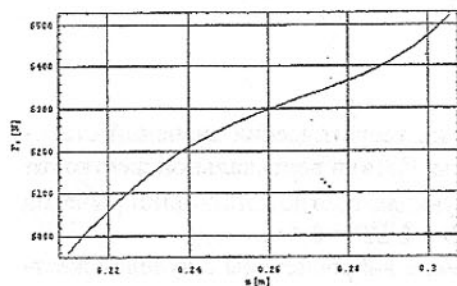


а)

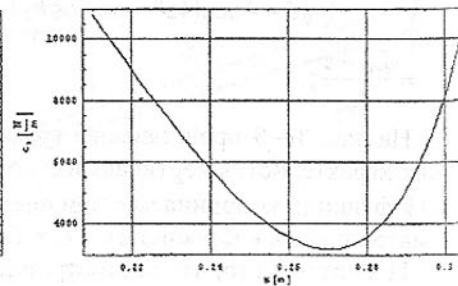


б)

Рис. 4. Статические характеристики вибросистемы с двухплечим рычагом, сила приложена к верхнему рычагу (см. рис. 2а)



а)



б)

Рис. 5. Статические характеристики вибросистемы с двухплечим рычагом, сила приложена к нижнему рычагу (см. рис. 2б)

- система с одноплечим рычагом (рис. 1) – $c_k = 80000 \text{ N/m}$,
- система с двухплечим рычагом (рис. 2а) – $c_k = 14000 \text{ N/m}$,
- система с двухплечим рычагом (рис. 2б) – $c_k = 100000 \text{ N/m}$.

Представленные варианты конструкций амортизатора обеспечивают несущую способность системы при достаточно большом диапазоне перемещения точки D ($\sim 0,1 \text{ m}$). Система, представленная на рис. 2а имеет самую малую жесткость корректирующей пружины c_k , а также наименьшее значение максимальной величины реакции пружины в шарнирах A и B , которая соответствует горизонтальному положению оси пружины. При этом также имеет место малая высота петли гистерезиса характеристики амортизатора [1], что обеспечивает высокую эффективность виброзащиты при низких частотах.

Список литературы: 1. Войнаровский Ю., Калински В. Экспериментальные исследования явлений гистерезиса в амортизаторах. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов: вып. 11, ДОНГТУ, Донецк 2000, с. 134 – 138. 2. Kaliński W., Pillich W., Wojnarowski J.: O możliwości zwiększenia skuteczności izolacji drgań. XIV Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. ZN Pol. Opolskiej, s. Mechanika, z. 64, Nr 265/2001. Opole, 2001, s. 177 – 184.

Статья поступила в редакцию 18.05.2001г.

ПРИМЕНЕНИЕ МАТРИЦЫ СВЯЗНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ МЕТОДОМ СВЯЗНЫХ ГРАФОВ

Войнаровский Ю., Маргилевич Е.

(Силезский политехнический институт, г. Гливице, Польша)

The dynamic analysis of linear mechanical systems with the help of the graphs of connections is shown on the basis of application of an incidence matrix. It allows to simplify the usage of the graphs of connections at compiling differential equations and computer simulation.

Представление графов в матричной форме при моделировании колебаний механических систем описано в литературе применительно к полюсным и гибридным графам [3,4]. Для связанных графов обычно рассматриваются только графы из элементов, учитывающих кинетическую и потенциальную энергию, а также элементы, учитывающие рассеивание энергии. Применение в этих случаях матрицы связности позволяет составить дифференциальные уравнения без учета зависимостей, имеющих место между переменными в нулевых и единичных узлах связанного графа [1].

Вводится следующее определение:

Матрицей связности ребер связного графа называется матрица ${}_2\tilde{B} = [{}_2\tilde{b}_{ij}]$ размером $n_1 \times n_2$ (где n_1 - число полюсных переменных, n_2 - число переменных потока) с элементами:

$${}_2\tilde{b}_{ij} = \begin{cases} +1 & \text{если ребро с номером „i” выходит из единичного узла с номером „j”,} \\ -1 & \text{если ребро с номером „i” входит в единичный узел с номером „j”,} \\ 0 & \text{если ребро с номером „i” не инцидентно единичному узлу с номером „j”} \end{cases}$$

В случае моделирования механических систем матричным методом принимаются следующие положения, относящиеся к построению связного графа, а также нумерации его ребер.

- возмущение элементов типа „I”, „R”, „C” должна вызываться переменной потока (рис. 1а),
- ребра, инцидентные с единичным узлом, имеют разные номера (рис. 1б),
- ребра, инцидентные с нулевым узлом, имеют тот же самый номер (рис. 1в).

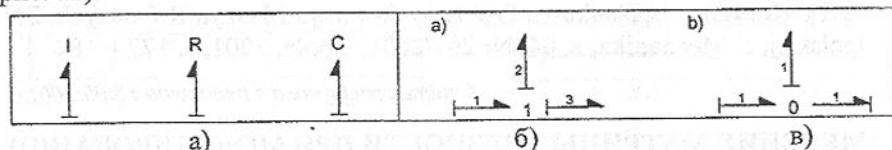


Рис. 1. Возможное возмущение элементов I, R, C (а) и нумерация ребер, инцидентных с узлами при матричном анализе связного графа (б - единичный узел, в - нулевой узел)

Для определения матрицы связности связного графа (рис. 2а), его следует представить в виде связного графа Лагранжа (рис. 2б), в котором ребра представляют собой фиктивный источник переменной потока (обозначенной на рисунке прерывистыми линиями).

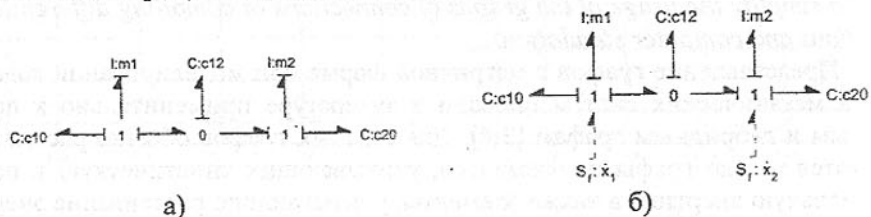


Рис. 2. Связной граф системы (а) и связной граф Лагранжа (б)

Ребра связного графа нумеруются, как показано на рис. 3. Ребра, представляющие фиктивный источник полюсной переменной, не нумеру-

ются. В первую очередь нумеруются ребра, инцидентные с элементами инерционности (рис. 3а).

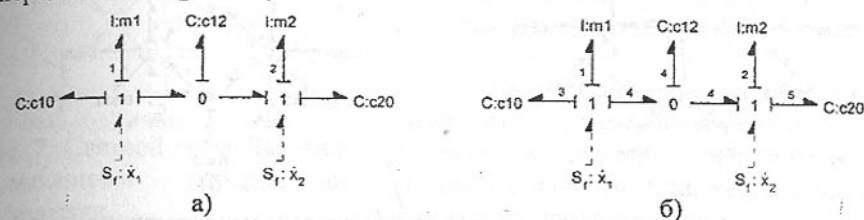


Рис. 3. Нумерация ребер связного графа
а) ребра инерционности, б) ребра упругости

Затем нумеруются ребра инцидентные с демпфирующими элементами. Если такие элементы в связном графе отсутствуют, нумеруются ребра с упругими элементами (рис. 3а). В случае нумерации всех ребер, инцидентных с инерционными, упругими и демпфирующими элементами, нумерацию ребер связного графа следует расширить за счет оставшихся ребер с учетом положений, относящихся к нулевым или единичным узлам.

Для случая аналогового связного графа (рис. 3б) матрица связности имеет размер 2×5 и описывается множеством полюсных переменных $\{f_1, f_2\} \subset f$, где $f_1 = \dot{x}_1$, $f_2 = \dot{x}_2$, а также множеством переменных потока $\{e_1, e_2, e_3, e_4, e_5\} \subset e$. На основе связного графа (рис. 4б) строится матрица связности:

$${}_2\tilde{B} = \begin{matrix} & \begin{matrix} e_1 & e_2 & e_3 & e_4 & e_5 \end{matrix} \\ \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (1)$$

В случае, когда в связном графе имеются элементы рассеяния энергии, долевая часть ребра „4” равняется сумме долевых частей ребер с номерами „5” и „6”, для чего следует найти коэффициент их весовости.

Для проведения анализа, построенного таким образом графа, нет необходимости в определении эквивалентной весовой доли ребра с номером „4”. Такой связной граф следует преобразовать к виду, представленному на рис. 4б, а также перенумеровать, соответственно, ребра связного графа, начиная с ребер, инцидентных с инерционными, затем с упругими и демпфирующими элементами. Для таким образом преобразованного связного графа множество полюсных переменных принимает вид: $\{f_1, f_2\} \subset f$ где $f_1 = \dot{x}_1$, $f_2 = \dot{x}_2$, а множество переменных потока составляет множество $\{e_1, e_2, e_3, e_4, e_5, e_6, e_7, e_8\} \subset e$.

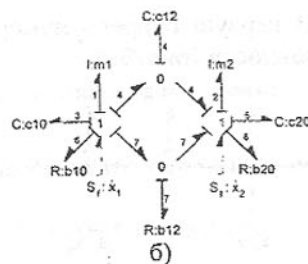
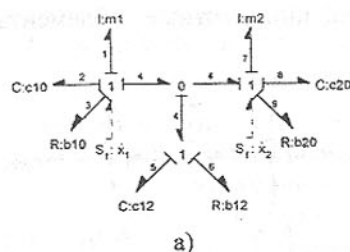


Рис. 4. Связной граф с элементами рассеивания энергии

а) – до преобразования,

б) – после преобразования

Матрица связности связного графа (рис 4б) имеет вид:

$${}_2\tilde{B} = \begin{matrix} & e_1 & e_2 & e_3 & e_4 & e_5 & e_6 & e_7 & e_8 \\ \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (2)$$

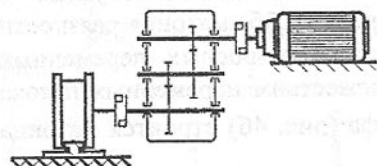


Рис. 5. Кинематическая схема механизма передвижения тележки мостового крана

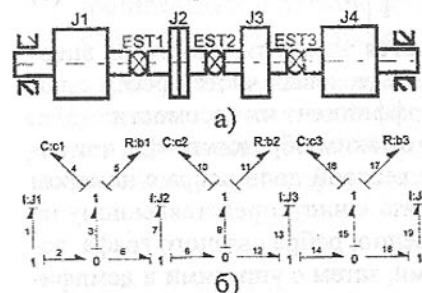


Рис. 6. Приводная схема механизма перемещения тележки мостового крана
а) – динамическая модель,
б) – связной граф

Матрица связности связного графа, в котором имеются элементы, преобразующие полюсные и потоковые переменные, строится аналогично матрице связности гибридного графа [2]. Матрица связности связного графа строится в соответствии с определением, помещенным ниже.

Численный эксперимент был выполнен для механизма передвижения тележки мостового крана (рис. 5) [2,5]. Рассмотрено две динамических модели этого механизма. В первой модели колеблющиеся массы приводились к валу электрического двигателя, тогда как во второй модели учитывались: редуктор, жесткость муфт и жесткость зацепления.

На базе кинематической схемы механизма перемещения тележки мостового крана разработана динамическая модель, приведенная к системе с четырьмя степенями свободы (рис. 6а). На основе этой модели построен связ-

ной граф (рис. 6б).

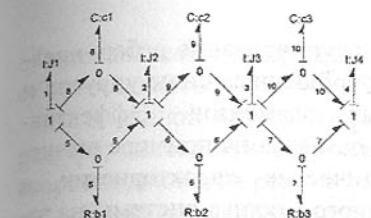


Рис. 7. Связной граф Лагранж механизма передвижения тележки

С целью построения матрицы связности связной граф (рис. 6а) преобразуется к виду, представленному на рис. 7.

Для модифицированного связного графа (рис. 7) механизма передвижения тележки мостового крана определена матрица связности, а также матрица динамической податливости:

$${}_2\tilde{B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}, \quad {}_2W = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

По известной матрице связности можно определить матрицу динамической жесткости в соответствии с рекомендациями работы [3]:

$${}_2\tilde{B} {}_2W {}_2\tilde{B}^T = 0. \quad (4)$$

Для полученных данных выполнены вычисления с помощью программы BONDG в среде Matlab. Были получены динамические характеристики для свободных колебаний и колебаний с демпфированием (рис. 8).

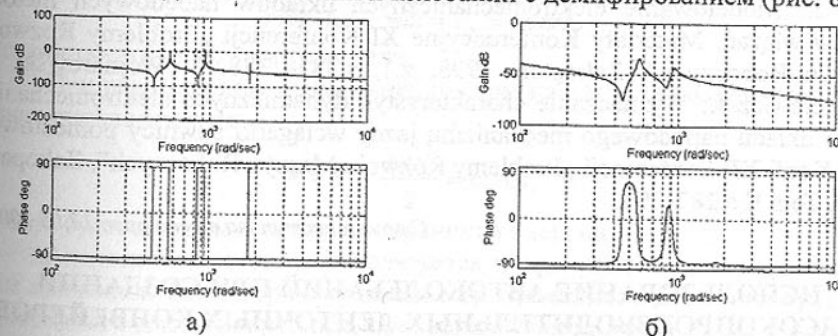


Рис. 8. Динамическая подвижность

а) – свободные колебания, б) – затухающие колебания

На основании проведенных теоретических исследований, посвященных новому методу анализа связных графов, заключающегося в использовании матрицы связности, можно сделать следующие выводы. Создание матрицы связности требует модификации связного графа при которой про-

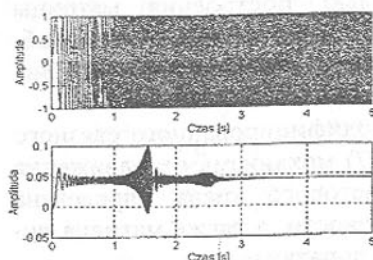


Рис. 9. Временной отклик системы на возбуждение с переменной частотой

проведения численного эксперимента благодаря использованию матрицы связности является очень эффективным. Применение матриц связности представляет собой дальнейшее развитие теории матричного представления связных графов.

Список литературы: 1. Karnopp D., Rosenberg R.: System Dynamics: A Unified Approach. John Wiley & Sons, New York 1975. 2. Nowak A.: Modelowanie dynamiki jazdy suwnicy pomostowej przy uwzględnieniu zjawiska odbicia. ZN Pol. Śl. Nr 125, Gliwice 1995. 3. Wojnarowski J.: Zastosowanie grafów i liczb strukturalnych w modelowaniu drgań układów mechanicznych. PWN, Wrocław-Warszawa 1985. 4. Wojnarowski J., Margielewicz J.: Modelowanie elektromechanicznych układów napędowych metodą grafów wiązań. Materiały Konferencyjne XI Konferencji „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”. Zakopane 1998, z.1, s.381- 388. 5. Wojnarowski J., Margielewicz J.: Wyznaczanie charakterystyk dynamicznych elektromechanicznego układu napędowego mechanizmu jazdy wciągarki suwnicy pomostowej, Mat. Konf. XII konferencji „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 1999, Tom II s.287-294.

Статья поступила в редакцию 18.05.2001г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АУТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ СОЗДАНИИ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Гармаш Н.З. (ДонУАИО, г. Донецк, Украина)

The mathematical model for the idealized substantiation and optimal design working steadily in a zone of a resonance is offered. Intensification of production processes in an industry on a carrier result in self-excitation of oscillations

of resonant nature - self-oscillations, that results in emergencies and breakings of a production equipment.

В данной работе рассматриваются автоколебания резонансного характера, самовозбуждающиеся в ленточных конвейерах при критической скорости движения резиновой ленты [1].

Теоретические и экспериментальные исследования движения плоской ленты конвейера и вращения барабанов показали, что классические уравнения Ньютона ограничивались критическими значениями скоростей. Это потребовало преобразования этих уравнений к виду, пригодному для математического описания устойчивых движений автоколебательных систем.

Как известно, уравнение поступательного движения твердого тела согласно второму закону Ньютона имеют следующий вид

$$m\ddot{x} = \sum F(x, \dot{x}, t), \quad (1)$$

где m - масса тела, $x, \dot{x}, \ddot{x}$ - координата, скорость и ускорение соответственно, t - время, $\sum F$ - сумма активных (движущих) сил и сил сопротивления, направленных вдоль оси x .

В случае равномерного прямолинейного движения тела сумма сил, действующих на тело, должна быть равна нулю. Тогда уравнение (1) примет вид

$$m\ddot{x} = 0. \quad (2)$$

Устойчивость движения тела обеспечивается законом сохранения импульса (количества движения) тела, который выражается первым интегралом уравнения (2)

$$m\dot{x} = C; \quad m\dot{x} = P_x = \text{const}, \quad (3)$$

где константа $C = P_x$ - импульс тела.

При равномерном прямолинейном движении тела сохраняется и его кинетическая энергия

$$E = T = \frac{mv^2}{2} = \text{const}, \quad (4)$$

то есть будет иметь место закон сохранения энергии.

Аналогичный подход используется и при равномерном вращательном движении. Рассмотрим уравнение вращательного движения круглого однородного диска вокруг оси, проходящей через центр диска перпендикулярно его плоскости. Дифференциальное уравнение непрерывного вращательного движения диска имеет общий вид

$$J_z \ddot{\varphi} = \sum M_z(\varphi, \dot{\varphi}, t), \quad (5)$$

где J_z - момент инерции диска относительно физической оси вала, совпадающей с геометрической осью подшипников $z; \varphi, \dot{\varphi}$ и t - угловая скорость, угловое ускорение и время соответственно; $\sum M_z$ - сумма всех моментов

сил, приложенных к диску (моментов активных сил и противоположно им направленных моментов сопротивления).

При вращении диска вокруг неподвижной оси с постоянной угловой скоростью сумма моментов, приложенных к диску, равна нулю

$$\sum M_z = 0.$$

Тогда уравнение (5) будет иметь вид $J_z \ddot{\phi} = 0$. Если порядок этого уравнения понизить на единицу (проинтегрировать), то получим $J_z \dot{\phi} = C$. Постоянная $C = L_z = \text{const}$ имеет физический смысл полного момента импульса. Тогда первый интеграл уравнения движения будет иметь вид

$$J_z \omega = L_z = \text{const} \quad (6)$$

и выражать закон сохранения полного момента импульса жесткого диска, вращающегося вокруг неподвижной оси с постоянной угловой скоростью.

Первый интеграл энергии вращательного движения диска

$$E_{\text{вр}} = \frac{1}{2} J_z \omega^2 = \text{const}, \quad (7)$$

где ω - круговая частота колебаний.

Согласно (7) энергия вращающегося диска сохраняется.

Целью преобразования дифференциальных уравнений непрерывного движения является приведение их к виду, пригодному для описания автоколебательных периодических движений быстроходного ленточного конвейера с непрерывно-дискретными пространственно-временными характеристиками. Для этого используем вариационные принципы механики и абстрактную теорию групп [2].

Одним из первых вариационных принципов, принцип наименьшего действия, был сформулирован в 1744 г. Мопертюи: $m v s = \min$. Под действием Мопертюи понимал произведение массы тела m на скорость v и на конечный путь перемещения s . Гамильтониан ввел понятие закона стационарного действия в общей форме $S = \int_{t_1}^{t_2} L dt$, где S - интеграл действия, L - функция Лагранжа.

Согласно закону (принципу) стационарного действия Гамильтона для действительного движения системы вариация действия равна нулю

$$\delta S = \delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0.$$

В приведенных выражениях действие (функционал действия) имеет непрерывный характер, поскольку отражает непрерывное движение в непрерывном пространстве. Время также непрерывное. Функционал действия имеет размерность момента импульса. В то же время пространство автоколебательных систем как собственное пространство имеет дискретные

особенности. При установившемся режиме автоколебаний ленты конвейера полная длина измеряется целым числом стоячих волн, а время - целым числом периодов собственных колебаний ленты. Чтобы учесть эти особенности в уравнениях движения и их первых интегралах, необходимо "про-нормировать" элементы пространства (пути) и времени на длину волны и период собственных колебаний ленты и барабанов конвейера. В этой связи необходимо ввести понятия дискретного элементарного пространства, дискретного элементарного времени и дискретного действия (элементарного функционала действия).

Для этого подставим $\dot{x} = v = n v_0$ в уравнение (3) и умножим на единственный элемент $2\pi\lambda_0 / 2\pi\lambda_0$

$$m \dot{x} = m v = m_0 n v_0 \frac{2\pi\lambda_0}{2\pi\lambda_0} = n \frac{m_0 v_0 \lambda_0}{2\pi} \cdot \frac{2\pi}{\lambda_0} = \text{const}. \quad (8)$$

В выражении (8) m_0 - элементарная масса, заключенная в объеме стоячей волны, v, v_0 - скорость движения ленты и распространения в ленте упругих волн соответственно, λ_0 - длина волны собственных колебаний системы, $m_0 v_0 \lambda_0 = h_0$ - элементарный функционал действия, аналог постоянной Планка из квантовой механики, $2\pi / \lambda_0 = k_0$ - собственный волновой вектор.

При подстановке этих соотношений в (8) закон сохранения полного импульса системы P_0 будет равен целому числу элементарных импульсов

$$P_0 = n p_0 = n \frac{h_0}{2\pi} k_0; \quad P_0 = n h'_0 k_0 = \text{const}, \quad (9)$$

где p_0 - элементарный импульс, $h_0 / 2\pi = h'_0$.

По аналогии преобразуем первый интеграл энергии поступательного движения (4)

$$E = \frac{1}{2} m_0 n v_0 v_0 \lambda_0 \frac{2\pi}{2\pi} = \frac{1}{2} n \frac{m_0 v_0 \lambda_0}{2\pi} 2\pi v_0 = \text{const}.$$

$$E = \frac{1}{2} n h'_0 \omega_0 = \text{const}, \quad (10)$$

где ω_0 - круговая собственная частота колебаний системы.

Для преобразования первых интегралов вращательного движения используем тот же подход. Интеграл момента импульса

$$m r^2 \frac{v}{r} = n m_0 v_0 r_0 = n L_0; \quad L_z = n h_0 = \text{const}. \quad (11)$$

Из (11) видно, что размерность собственного элементарного действия совпадает с размерностью момента импульса L_z , который равен целому числу элементарных действий h_0 .

Первый интеграл энергии вращательного движения

$$E_{\text{вр}} = \frac{1}{2} n h_0 \omega_0 = \text{const.} \quad (12)$$

Дискретный характер изменения момента импульса и энергии барабана транспортера виден по образованию целого числа пучностей и узловых диаметров на его поверхности [3].

Групповые свойства автоколебательной системы определяются следующим целочисленным соотношениями

$$\begin{aligned} \nu &= n\nu_0, & \nu &= \frac{2\pi n}{m_0 \lambda_0} h'_0; & \omega &= n\omega_0, & \omega &= \frac{4\pi^2 n}{m_0 \lambda_0^2} h'_0; \\ v &= n\nu_0, & v &= \frac{2\pi n}{m_0 \lambda_0^2} h'_0; & l &= n \frac{\lambda_0}{2}, & l &= \frac{2\pi n}{m_0 \nu_0} h'_0, \end{aligned} \quad (13)$$

где ν - вынужденная, а ν_0 - собственная частота колебаний системы.

Соотношения (13) представляют собой непрерывно-дискретную алгебраическую группу преобразований по умножению элементов этой группы, а само множество элементов является множеством собственных параметров автоколебательной системы.

Из (13) видно, что общая длина автоколебательного конвейера l должна быть равна целому числу стоячих волн на ленте $l = n \frac{1}{2} \lambda_0$.

Для поддержания устойчивости движения необходимо ограничение амплитуды колебаний в пределах линейного закона Гука: $A = A_0$ (A - допустимая амплитуда, A_0 - амплитуда собственных колебаний). Это обеспечивается балансом энергии, израсходованной и полученной системой за период колебания: $-\Delta E = \Delta E$ ($-\Delta E$ энергия, израсходованная в виде диссипативных потерь и на выполнение полезной работы конвейером), ΔE - поступившая энергия.

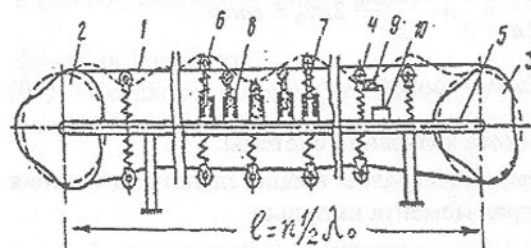


Рис. 1. Автоколебательный ленточный конвейер

Резонансный ленточный конвейер как автоколебательная система представлен на рис. 1

Поступательное движение ленты 1 осуществляется вращением приводного 2 и концевого 3 барабанов, представляющих собой сплошные толстые резиновые диски.

При малых (докритических) значениях скоростей поступательного движения ленты и вращатель-

ного движения барабанов как непрерывных процессов работа конвейера может быть описана с достаточной точностью системой классических дифференциальных уравнений Ньютона, не учитывающих деформации взаимодействующих тел (ленты и барабанов конвейера). Однако при критической скорости поступательного движения ленты и критической скорости вращения барабанов проявляются их упругие свойства, самовозбуждаются резонансные автоколебания. Первая резонансная частота собственных колебаний соответствует равенству скоростей вынужденного перемещению ленты и свободного распространения в ленте изгибных поперечных волн, высшие гармоники - целочисленному соотношению между этими скоростями. Управление движением конвейера как автоколебательной системы осуществляют следующим образом. В систему поддерживающих роликоопор включают когерентную систему из пяти-семи роликоопор 6 с дроссельными устройствами 8 и упругими элементами 7. При помощи приводного барабана 2 скорость поступательного движения ленты доводят до критического значения, в результате чего возбуждаются автоколебания, амплитуда которых стремительно возрастает. По сигналу емкостного датчика 9, укрепленного под лентой, при критическом значении амплитуды привод конвейера отключается блоком управления 10, установленного на раме 5, автоколебания затухают. С уменьшением амплитуды до заданного значения, установившийся режим колебаний поддерживают "подталкиванием" колеблющейся ленты активными роликоопорами с постоянной разностью фаз между ними.

Список литературы: 1. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы. - М., Л.: Техтеориздат, -1952. -269 с. 2. Нетер Э. Инвариантные вариационные задачи // Сб.: Вариационные принципы механики. - М., 1959. -С. 611-630. 3. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука 1968. - С. 749.

Статья поступила в редакцию 16.05.2001г.

СОСТОЯНИЕ И ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В ОБЛАСТИ ИЗМЕРЕНИЙ ТОЛЩИНЫ ПОКРЫТИЙ

Гафанович Г.Я., Сидоренко Г.С., Беланович А.В.
(ХГНИИМ, г. Харьков, Украина)

The paper adduces the analysis of metrological assurance of coatings thickness measurements in Ukraine. The absence of metrologically assured system of realisation and transfer of the unit of length in this field of measurements, which is a verification scheme, is shown.

Первый интеграл энергии вращательного движения

$$E_{\text{вр}} = \frac{1}{2} n h_0 \omega_0 = \text{const.} \quad (12)$$

Дискретный характер изменения момента импульса и энергии барабана транспортера виден по образованию целого числа пучностей и узловых диаметров на его поверхности [3].

Групповые свойства автоколебательной системы определяются следующим целочисленным соотношениями

$$\begin{aligned} \nu &= n\nu_0, & \nu &= \frac{2\pi n}{m_0 \lambda_0} h'_0; & \omega &= n\omega_0, & \omega &= \frac{4\pi^2 n}{m_0 \lambda_0^2} h'_0; \\ v &= n\nu_0, & v &= \frac{2\pi n}{m_0 \lambda_0^2} h'_0; & l &= n \frac{\lambda_0}{2}, & l &= \frac{2\pi n}{m_0 \nu_0} h'_0, \end{aligned} \quad (13)$$

где ν - вынужденная, а ν_0 - собственная частота колебаний системы.

Соотношения (13) представляют собой непрерывно-дискретную алгебраическую группу преобразований по умножению элементов этой группы, а само множество элементов является множеством собственных параметров автоколебательной системы.

Из (13) видно, что общая длина автоколебательного конвейера l должна быть равна целому числу стоячих волн на ленте $l = n \frac{1}{2} \lambda_0$.

Для поддержания устойчивости движения необходимо ограничение амплитуды колебаний в пределах линейного закона Гука: $A = A_0$ (A - допустимая амплитуда, A_0 - амплитуда собственных колебаний). Это обеспечивается балансом энергии, израсходованной и полученной системой за период колебания: $-\Delta E = \Delta E$ ($-\Delta E$ энергия, израсходованная в виде диссипативных потерь и на выполнение полезной работы конвейером), ΔE - поступившая энергия.

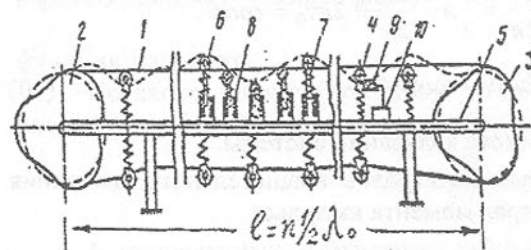


Рис. 1. Автоколебательный ленточный конвейер

Резонансный ленточный конвейер как автоколебательная система представлен на рис. 1

Поступательное движение ленты 1 осуществляется вращением приводного 2 и концевой 3 барабанов, представляющих собой сплошные толстые резиновые диски.

При малых (докритических) значениях скоростей поступательного движения ленты и вращатель-

ного движения барабанов как непрерывных процессов работа конвейера может быть описана с достаточной точностью системой классических дифференциальных уравнений Ньютона, не учитывающих деформации взаимодействующих тел (ленты и барабанов конвейера). Однако при критической скорости поступательного движения ленты и критической скорости вращения барабанов проявляются их упругие свойства, самовозбуждаются резонансные автоколебания. Первая резонансная частота собственных колебаний соответствует равенству скоростей вынужденного перемещению ленты и свободного распространения в ленте изгибных поперечных волн, высшие гармоники - целочисленному соотношению между этими скоростями. Управление движением конвейера как автоколебательной системы осуществляют следующим образом. В систему поддерживающих роликоопор включают когерентную систему из пяти-семи роликоопор 6 с дроссельными устройствами 8 и упругими элементами 7. При помощи приводного барабана 2 скорость поступательного движения ленты доводят до критического значения, в результате чего возбуждаются автоколебания, амплитуда которых стремительно возрастает. По сигналу емкостного датчика 9, укрепленного под лентой, при критическом значении амплитуды привод конвейера отключается блоком управления 10, установленного на раме 5, автоколебания затухают. С уменьшением амплитуды до заданного значения, установившийся режим колебаний поддерживают "подталкиванием" колеблющейся ленты активными роликоопорами с постоянной разностью фаз между ними.

Список литературы: 1. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы. - М., Л.: Техтеориздат, -1952. -269 с. 2. Нетер Э. Инвариантные вариационные задачи // Сб.: Вариационные принципы механики. - М., 1959. -С. 611-630. 3. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука 1968. - С. 749.

Статья поступила в редакцию 16.05.2001г.

СОСТОЯНИЕ И ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В ОБЛАСТИ ИЗМЕРЕНИЙ ТОЛЩИНЫ ПОКРЫТИЙ

Гафанович Г.Я., Сидоренко Г.С., Беланович А.В.
(ХГНИИМ, г. Харьков, Украина)

The paper adduces the analysis of metrological assurance of coatings thickness measurements in Ukraine. The absence of metrologically assured system of realisation and transfer of the unit of length in this field of measurements, which is a verification scheme, is shown.

В настоящее время в различных областях техники широкое распространение получили различные защитные, декоративные и специальные покрытия. В ряде случаев параметры покрытий определяют качество функционирования изделий, их надежность, конкурентоспособность, их эстетическое воздействие и уровень материальных затрат, например, в ювелирной и радиоэлектронной промышленности.

В последнее время высокоточные измерения толщины покрытий востребованы наукоемкими областями деятельности человека, такими как физика, радиоэлектроника, приборостроение, оборонная техника, технологические задачи оптической фильтрации и просветления оптики и другими. Поэтому измерение толщины покрытий, одного из важнейших параметров, с высокой точностью - актуальная задача метрологии.

Для таких измерений в большинстве случаев целесообразно использовать неразрушающие методы. Они характеризуются относительно низкой трудоемкостью и одновременно достаточно высокой точностью, позволяют автоматизировать процесс измерений и организовать поточный контроль изделий (контроль толщины покрытия в течении технологического процесса в некоторых случаях дает возможность выявить до 90% скрытых дефектов еще на стадии производства).

Рассмотрим, в каком состоянии в настоящее время находится метрологическое обеспечение (МО) измерений толщины покрытий в Украине.

Для анализа нами был сделан опрос Центров стандартизации, метрологии и сертификации (ЦСМС), а также некоторых машиностроительных и приборостроительных заводов. Опрос проводился по следующим позициям:

- а) какие рабочие средства измерительной техники (СИТ) имеются в распоряжении опрашиваемых;
- б) какие рабочие эталоны (РЭ) различных разрядов имеются;
- в) имеется ли необходимость в нормативной, технической или методической документации.

Как и следовало ожидать, из-за необходимости измерений в широком диапазоне и с высокой точностью толщины покрытий из различных материалов на различных основаниях, промышленностью было выпущено большое количество типов СИТ, принципы действия которых основаны на различных физических явлениях. Классификация методов и средств измерений толщины покрытий приведена на рисунке 1.

Особенностью большинства толщиномеров является градуировка их шкал при помощи наборов специальных образцовых мер. Однако лишь 12...15% ЦСМС имеют часто некомплектные наборы мер, значительная часть которых давно не поверялась. РЭ II, III разрядов с полным типовым комплектом мер практически отсутствуют. В нанометровом диапазоне РЭ

и рабочие СИТ также отсутствуют. А рабочие (оптические) СИТ в этом диапазоне, в тех редких случаях, когда они имеются, имеют погрешность, в лучшем случае, 10%. В связи с этим значительная часть толщиномеров в Украине не проходит поверку, что приводит к нарушению единства измерений. Достигнутый уровень точности измерений толщины покрытий изображен на рисунке 2 (кривая I). Для сравнения приведен график, иллюстрирующий необходимый уровень точности (кривая II). Этот график получен на основе анализа современных требований науки и промышленности.

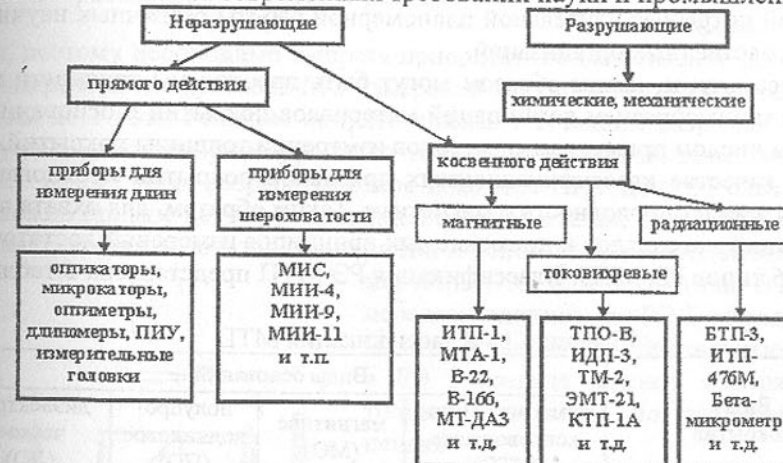


Рис. 1. Классификация методов и средств измерения толщины покрытий. Рассмотрим факторы, создающие трудности для совершенствования МО в области измерений толщины покрытий.

1. Покрытия бывают металлические, диэлектрические, полупроводниковые, прозрачные и непрозрачные, однослойные и многослойные. Они наносятся на различные основания, которые характеризуются таким же многообразием свойств. Как уже было сказано, из-за этого номенклатура толщиномеров весьма разнообразна и многочисленна. Соответственно, необходимо большое количество РЭ, как СИТ, так и мер.

2. Диапазон измерений в данной области составляет шесть порядков (от единиц нанометров до единиц миллиметров). Создание универсальных РЭ, способных охватить такой

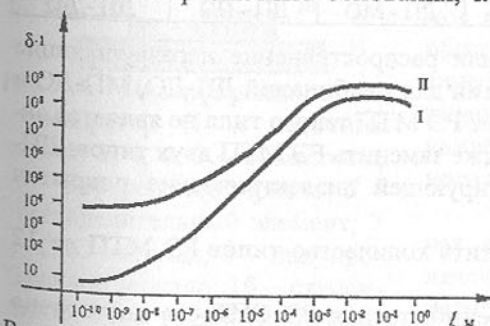


Рис. 2. Уровни точности измерений толщины покрытий. I - достигнутая точность; II - требуемая точность.

диапазон измерений, на сегодняшний день представляется невозможным. Для охвата такого диапазона необходимо, также, большое количество мер.

3. В Украине отсутствует исходное средство измерения, которое передавало бы единицу длины для данной области измерений от государственного первичного эталона.

4. Отсутствует поверочная схема, охватывающая весь диапазон толщин и многообразие сочетаний различных покрытий и оснований.

Из сказанного ясно, что решение проблемы МО измерений толщины покрытий потребует длительной планомерной работы различных научных и производственных организаций.

Рассмотрим, каким образом могут быть преодолены трудности вызванные многообразием комбинаций материалов покрытий и оснований и большим числом применяемых методов измерений толщины покрытий.

В качестве классификационных признаков покрытий и оснований приняты электропроводность и магнетизм. Таким образом, для охвата всех комбинаций материалов и применяемых принципов измерений достаточно иметь 16 типов РЭ МТП. Классификация РЭ МТП представлена в таблице 1.

Таблица 1 - Классификация МТП

Виды покрытий	Виды оснований			
	немагнитное токопроводящее (НТО)	магнитное (МО)	полупроводниковое (ПО)	диэлектрическое (ДО)
немагнитное токопроводящее (НТП)	НТП - НТО	НТП - МО	НТП - ПО	НТП - ДО
магнитное (МП)	МП - НТО	МП - МО	МП - ПО	МП - ДО
полупроводниковое (ПП)	ПП - НТО	ПП - МО	ПП - ПО	ПП - ДО
диэлектрическое (ДП)	ДП - НТО	ДП - МО	ДП - ПО	ДП - ДО

В связи с тем, что не получили распространения неразрушающие средства измерения толщины покрытий для комбинаций ДП-ДО, МП-ДО и НТП-ДО, то на данном этапе создание РЭ МТП такого типа не является актуальным. Оказалось возможным также заменить РЭ МТП двух типов: ДП-МО и ДП-НТО, установкой, имитирующей диэлектрические покрытия воздушным зазором.

Таким образом удалось сократить количество типов РЭ МТП до 12 [1].

Что касается диапазона измерений, то для РЭ СИТ его достаточно разделить между различными установками на две примерно равные части. А количество МТП можно сократить, максимально приблизив передаточную функцию СИТ к линейной. Применение многозначных МТП в качест-

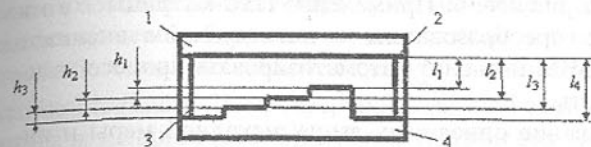


Рис.3. Универсальная мера (1 - полупрозрачное зеркало; 2 - полупрозрачная поверхность; 3 - распорка; 4 - носитель размера.

вом, поэтому необходимо выбрать приоритетное направление работ. Таким направлением признано МО измерений толщины покрытий диапазоне от 1 нм до 1 мкм. Решение принято в связи с большим разрывом между требуемым и достигнутым уровнями точности в этом диапазоне (см. рисунок 2). Кроме того, разрабатываемое исходное СИТ должно охватывать как можно больше ветвей будущей поверочной схемы, то есть как можно больше различных сочетаний покрытий и оснований, а также методов измерений.

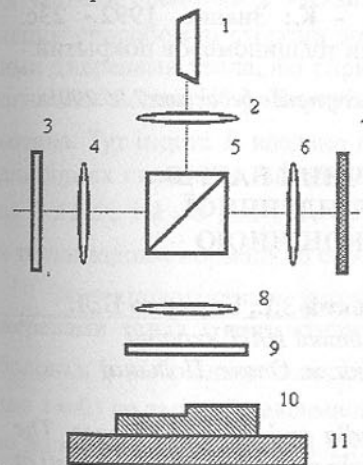


Рис. 4. Интерференционный компаратор (1 - источник света; 2, 4, 6, 9 - объективы; 3 - референтное зеркало; 5 - светоделительный элемент; 7 - ПЗС-матрица; 8 - полупрозрачное зеркало; 10 - ступенчатая мера толщины покрытия; 11 - измерительный стол.

ве РЭ представляется не целесообразным из-за их низкой, по сравнению с однозначными МТП точностью [2].

Проблема создания исходных СИТ осложняется недостаточным финансирова-

нием, поэтому необходимо выбрать приоритетное направление работ. Таким направлением признано МО измерений толщины покрытий диапазоне от 1 нм до 1 мкм. Решение принято в связи с большим разрывом между требуемым и достигнутым уровнями точности в этом диапазоне (см. рисунок 2). Кроме того, разрабатываемое исходное СИТ должно охватывать как можно больше ветвей будущей поверочной схемы, то есть как можно больше различных сочетаний покрытий и оснований, а также методов измерений. Это можно достичь, если для передачи единицы от РЭ I разряда применить ступенчатые однозначные МТП, а РЭ I разряда сделать измеряющим толщину покрытия по величине ступеньки.

В плане решения этой задачи представляется перспективным использовать метод интерференционных измерений обеспечивающий в настоящее время наивысшую точность в области измерения длин. При этом предполагаемое повышение точности должно быть обеспечено использованием метода оптического умножения. Конструктивно эталонная установка будет состоять из универсальной меры и интерференционного компаратора.

Универсальная мера, изображенная на рисунке 3, представляет собой многоступенчатый эталон Фабри-Перо. Размеры h_1, h_2, h_3 аттестуют посредством интерференционных измерений величин l_1, l_2, l_3, l_4 .

Возможная функциональная схема

компаратора зображена на рисунку 4. Применение ПЗС-матрицы 7 в качестве фотозлектрического преобразователя с последующим анализом изображений при помощи ЭВМ позволит автоматизировать процесс измерений и повысить их точность.

Совместное использование описанных выше, исходной меры и интерференционного компаратора, обеспечит возможность воспроизводить через длины волн стабилизированного лазерного излучения единицу длины и передавать ее РЭ в области измерений толщины покрытий. Согласование разрабатываемых СИТ с Государственным эталоном единицы длины - метра производится через длину волны применяемого излучения. Дальнейшая передача размера единицы от исходных СИТ РЭ и рабочим СИТ измерения толщины покрытий предполагается в соответствии с поверочной схемой, детальная проработка которой запланирована на ближайшее время.

Список литературы: 1. Бабаджанов Л.С. Основы метрологического обеспечения измерений толщины покрытий. - К.: Знание, 1992.- 23с. 2. Лаанеотс Р.А. Методы и средства для проверки толщиномеров покрытий. - Таллинн: Валгус, 1989.- 160с.

Статья поступила в редакцию 7.06.2001г.

ОПТИМАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ НАГРІВ КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ СПРЯЖЕНОЇ З КОНІЧНОЮ

Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Касперський З.І., Боженко Б.Л.

(Ін-т прикл. пробл. механіки і математики НАН України,
м. Львів, Україна; Політехніка Опольська, м. Ополь, Польща)

Compound glass shell is heated by external media and thermal sources. The statement and numerical-analytical solution of stress optimization for the shell at such a heating is proposed. Constraints on parameters of thermostressed state are given.

В великій кількості виробничих процесів в машинобудуванні широко використовується технологічний нагрів, який відбувається при градієнтних розподілах температури. Значні деформації і температурні напруження, які виникають при цьому в базових вузлах конструкцій - кусково - однорідних елементах оболонкового типу, зумовлюють необхідність прогнозування рівня напружень в процесі термообробки з метою забезпечення значень напружень менших від допустимих.

Розглянемо задачу про визначення оптимальних за напруженнями

режимів осесиметричного нагріву вільної від зовнішнього силового навантаження кінцевої оболонки, що складається з кусково-однорідної циліндричної оболонки (яка має дві однорідні частини довжин l_1 і l_2) радіуса R постійної товщини $2h$ неперервно спряженої з круговою конічною оболонкою тієї ж товщини (рис. 1). Всі три частини розглядуваної складної оболонки виготовлені з різних типів матеріалів (з різними теплофізичними і механічними характеристиками). Точки вздовж меридіана конічної оболонки будемо визначати віддаллю s від вершини конуса, а положення точки вздовж меридіана циліндричної частини-осьовою координатою z (яка відраховується від січення $z=0$ спряження з конічною оболонкою). Для конічної частини оболонки $z = R/\sin \beta - s \cos \beta$. Оболонка нагрівається конвективним способом зі сторони зовнішньої поверхні і неперервно розподіленими джерелами тепла, які спричинені сторонньою дією (зокрема електромагнітним полем [1]). Внутрішня поверхня оболонки $\gamma_{(k)} = -h$ теплоізолювана. Тут індекс k введено для позначення величин, що відносяться до однорідних складових частин оболонки: $k=1$ для $-R/\sin \beta \leq z < 0$, $k=2$ для $0 \leq z \leq c$ і $k=3$ для $c < z \leq b$, а $\gamma_{(k)}$ - координата, що визначає положення точки вздовж нормалі до серединної поверхні ($-h \leq \gamma_{(k)} \leq h$).

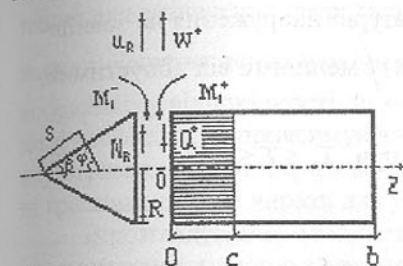


Рис. 1.

За технологічними умовами необхідно здійснити нагрів заданими джерелами тепла і конвективним способом зовнішньої поверхні $\gamma_{(k)} = h$ оболонки в вибраному перерізі z_0 від сталої початкової температури T_n (при $t=0$) до заданої максимальної T_0 за час t_0 , а потім охолодити поверхню до кінцевої температури T_* ($T_* \leq T_0$) за час t_* при певних обмеженнях на параметри термонапруженого стану та швидкість нагріву. Функцією керування є температура $T^+(z_0, t) = T(z_0, h, t)$ зовнішньої поверхні оболонки, яка є шуканою функцією і задовільняє у відповідності з окресленою метою нагріву таким умовам

$$\begin{aligned} T^+(z, 0) &= T_n; T^+(z_0, t_0) = T_0; T^+(z_0, t_*) = T_*; \\ V_{T1} &\leq \frac{dT^+(z_0, t)}{dt} \leq V_{T2}; \frac{dT^+(z_0, t_0)}{dt} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

що відображають ціль нагріву та специфіку технології термообробки багатьох виробів [1], а також задані умови на функцію керування в певні моменти

нти часу. В умовах (1) V_{T1}, V_{T2} — задані допустимі швидкості нагріву. Зауважимо, що четверта з умов (1) дозволяє будувати режими нагріву (для $t \in [0, t_0]$) практично монотонні (без ділянок з сталою температурою).

Для забезпечення міцності розглядуваної складеної оболонки на всьому проміжку нагріву $[0, t_*]$ приймаємо, що параметри напруженого стану (меридіональні σ_{1k} і кільцеві σ_{2k} температурні напруження на зовнішній ($\sigma_{1k}^+, \sigma_{2k}^+$) і внутрішній ($\sigma_{1k}^-, \sigma_{2k}^-$) поверхнях) є меншими від допустимих, тобто виконуються обмеження:

$$\sigma_{01k}^+ \leq \sigma_{1k}^+ \leq \sigma_{*1k}^+, \sigma_{02k}^+ \leq \sigma_{2k}^+ \leq \sigma_{*2k}^+, \text{ при } T_n \leq T \leq T_0, \quad (2)$$

$$\text{де } \sigma_{01k}^+ \leq 0, \sigma_{02k}^+ \leq 0, \sigma_{*1k}^+ \geq 0, \sigma_{*2k}^+ \geq 0.$$

За критерій оптимальності (для вибору єдиного розв'язку сформульованої задачі оптимізації) приймаємо умову мінімуму функціоналу максимальних нормальних напружень

$$F = \max[\sigma_{1k}(z, \gamma(k), t), \sigma_{2k}(z, \gamma(k), t)] - R / \sin \beta \leq z \leq b, -h \leq \gamma(k) \leq h, 0 \leq t \leq t_*, \quad (3)$$

який забезпечує проведення процесу нагріву при мінімальному рівні напруженого стану в кожний момент часу.

Приведена задача оптимізації зводиться до знаходження екстремалей функціоналу (3) на множині допустимих функцій $T^+, \sigma_{1k}, \sigma_{2k}$, які задовольняють умовам (1), (2), а також відповідним рівнянням термомеханіки (що пов'язують механічні напруження з температурним полем) та певним початковим й граничним умовам. Методику розв'язування такої задачі будемо на основі відомої методики оптимізації режимів нагріву для кусково-однорідної оболонки, що складається з частин однакової геометрії [1]. В згаданий методиці для забезпечення умовного мінімуму функціоналу (3) використовується ітераційний метод локальних варіацій [4] в просторі станів функції керування. Такий спосіб оптимізації містить два ітераційні процеси: процес варіювання значень функції керування в дискретні моменти часу при фіксованому кроці варіювання і процес дроблення цього кроку. Для пошуку початкового і k -го наближення функції керування використовується розв'язок прямої задачі. Така задача може бути сформульована на основі довільної термомеханічної теорії. В даній роботі використана теорія незв'язаної термопружності при залежних від температури коефіцієнтах лінійного теплового розширення [1] при умовах ідеального теплового і механічного спряження [1,3] в областях контакту різнорідних частин оболонки.

Для отримання наближеного розв'язку задачі теплопровідності, зручного для застосування в використовуваному алгоритмі оптимізації, апроксимуємо розподіл температури по товщинній координаті $\gamma(k)$ кубічним поліномом, коефіцієнти якого виражаються через усереднені характеристики температурного поля по товщині оболонки [1] і задані граничні умови. Рівняння для визначення усереднених характеристик $T_{p,k}$, отримаємо, помноживши рівняння теплопровідності [1] на $\gamma(k)^{p-1}$ і проінтегрувавши по цій координаті у відповідності до введенних усереднених характеристик. Невідомі коефіцієнти апроксимуючого полінома визначаємо з системи рівнянь, яку отримуємо безпосередньо підстановкою згаданих представлень в наявні граничні умови і вирази для усереднених характеристик.

В розглядуваних осесиметричних задачах рівняння теплопровідності і термомеханіки зручно записати в канонічних координатах. Система таких вихідних рівнянь в канонічних координатах r, s [1, 3] буде системою диференціальних рівнянь другого порядку в часткових похідних. Для знаходження її розв'язку застосовуємо метод сіток при безумовно стійкій неявній різницевій схемі [2]. Використовуючи дискретні значення інтегральних характеристик, на основі отриманих співвідношень визначаємо температуру в вузлах сітки. Потім виходячи з структури загальних розв'язків ключових рівнянь механіки для конічної та циліндричної оболонок [1, 3], а також апроксимацій температурної залежності коефіцієнта температурного розширення за допомогою кусково-лінійних функцій [2], визначаємо дискретні значення ключових функцій, зусиль, моментів і напружень для кожного вузла s_n, t_m .

В розглядуваній осесиметричній задачі для вільної від зовнішнього силового навантаження складеної оболонки напружений стан характеризується осьовими σ_{1k} і кільцевими σ_{2k} температурними напруженнями [1, 3]. Для конічної і циліндричної частин оболонки ці зусилля та моменти визначаємо з відомих ключових рівнянь [4, 6] і крайових умов. Приймемо, що на краю циліндричної оболонки $z = l_1 + l_2$ виконуються умови жорсткого защемлення [1,3], а в січеннях спряження різнорідних частин складеної оболонки - умови ідеального механічного спряження [1,3].

В якості прикладу знайдено оптимальний за напруженнями режим однорідного нагріву зовнішнім середовищем і заданими джерелами тепла сталої густини вільної від силового навантаження оболонки довжиною $2R$, що складається з кусково-однорідної циліндричної частини радіуса $R = 0,125\text{ м}$ і товщиною $0,007\text{ м}$, гладко спряженої з круговою конічною оболонкою (рис. 1). Оболонка виготовлена з матеріалу, фізико-механічні характеристики яких приведені в [1].

На основі проведених числових досліджень (шляхом порівняння величин напружень в перерізах оболонки) встановлено, що максимальні температурні напруження в цьому випадку виникають в зоні спряження різних частин циліндричної оболонки і розрахунковим є переріз з координатою $x = 0,551$. Зміна в часі оптимальної температури такої складеної оболонки (обчислена по допустимих розтягуючих напруженнях на внутрішній і зовнішній поверхнях відповідно рівних 9 МПа і 7 МПа) показана на рис.2.

Суцільними лініями зображено зміну в часі оптимальної температури $T^+(t)$ та температурних напружень на зовнішній σ^+ та внутрішній σ^- поверхнях оболонки при відсутності джерел тепла. При нагріві від початкової температури до максимальної розтягуючі температурні напруження виникають на внутрішній поверхні оболонки, а при охолодженні - на зовнішній. При цьому на внутрішній поверхні розрахунковими є кільцеві, а на зовнішній - меридіональні температурні напруження. На рисунку штриховою лінією зображено зміну оптимальної температури в тому ж перерізі при дії сталих джерел тепла потужністю 10^5 Вт/м^3 (при тих же допустимих розтягуючих температурних напруженнях на поверхнях рівних відповідно 9 МПа і 7 МПа).

Дослідження показали, що використання додаткового підігріву вказаними джерелами тепла в розглядуваному випадку дозволяє скоротити

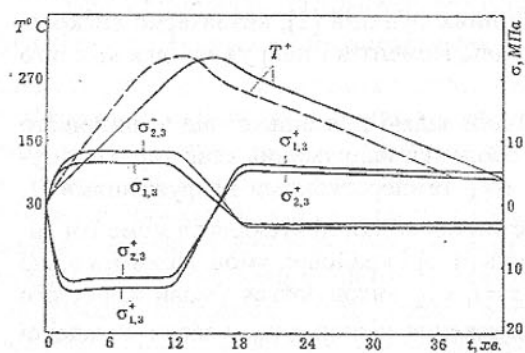


Рис. 2

конічної частини оболонки) оптимальні режими товщинного нагріву такої оболонки практично не відрізняються від режимів нагріву складеної оболонки, де конічна частина замінена циліндричною (довжини $R/\sin \beta$).

Розроблена методика дозволяє визначити і дослідити оптимальні режими нагріву конкретних оболонок, що складаються з елементів різної

геометричної форми, вибрати раціональні параметри додаткових джерел підігріву, які дозволяють значно скоротити тривалість термообробки

Список літератури: 1. Гачкевич А.Р., Гачкевич Н.Г. Оптимальный нагрев внешней средой кусочно-однородных оболочек вращения при наличии внутренних источников тепла// Прикладная механика. - 1995. - 31. - № 11. - С. 51-57. 2. Калиткин Н.Н. Численные методы.-М.:Наука, 1978. - 512с. 3. Коваленко А.Д. Основы термоупругости. - Киев: Наук. думка, 1965. - 204 с. с. 4. Черноусько Ф.М., Баничук Н.В. Вариационные задачи механики и управления. - М.: Наука, 1973. - 225 с.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ПЛАСТИН С УПРУГО ПРИСОЕДИНЕННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Генкин Б.И. (СТИ ВНУ, г. Северодонецк, Украина)

The task of mathematical modeling of vibrations of rectangular orthotropic plates bearing a plenty of the joined elastic elements is considered. For the description of properties of the joined elements are offered one-dimensional, solid-state and beam models. The generalized mathematical relations describing forced oscillations of the given system are received.

Задача математического моделирования вибраций сложных механических систем в настоящее время приобретает особую актуальность в связи с развитием методов компьютерного моделирования, которое все шире применяется не только для автоматизации проектирования, но и в целях прогнозирования, контроля и автоматизации управления различными процессами [1]. Распространенной механической моделью многих технических объектов является тонкая ортотропная пластина, несущая упруго присоединенные элементы. К таким объектам, например, относятся печатные платы с присоединенными электрорадиоэлементами [1-6]. Математическое описание вынужденных колебаний большого количества взаимодействующих структур встречает целый ряд трудностей, обусловленных громоздкостью математического аппарата. Для того чтобы разрабатываемые модели были пригодны для исследования резонансных колебаний, необходимо учитывать трение в системе. Это требование приводит к комплексной постановке задачи, и еще более ее усложняет. В работах [2, 3] предложена общая методика математического моделирования вибраций пластин с присоединенными элементами, основанная на применении функций влияния. Для описания свойств присоединенных элементов могут быть использованы одномерная, твердотельная и балочная модели [4-6]. Однако компью-

терное моделирование рассматриваемых процессов делает необходимым проведение анализа разработанных методик с целью получения обобщенной математической модели.

Рассмотрим установившиеся колебания прямоугольной ортотропной пластины с произвольным числом K разнотипных присоединенных элементов при гармоническом вынуждающем воздействии частоты ω . Введя множитель $\exp(i\alpha x)$, где i - мнимая единица, перейдем к рассмотрению амплитудных величин. Согласно [2, 3] будем искать амплитудный прогиб w пластины с помощью соотношения

$$w(\xi, \eta) = a^2 \int_0^\gamma q_E(\xi, \eta) G(\xi, \eta, \xi, \eta) d\xi d\eta + w_B(\xi, \eta), \quad (1)$$

где a, b - размеры пластины в плане; $\gamma = b/a$; ξ, η - безразмерные (отношенные к размеру a) координаты точки пластины; $q_E(\xi, \eta)$ - амплитуда интенсивности распределенной нагрузки, обусловленная реакциями присоединенных элементов; $G(\xi, \eta, \xi, \eta)$ - функция влияния [2]; $w_B(\xi, \eta)$ - вклад вынуждающих воздействий [3].

Воздействие элемента на пластину будем считать точечным. Каждый элемент может действовать на пластину в нескольких точках (точках контакта). Введем следующую индексацию: k - условный номер присоединенного элемента, j (или n) - условный номер точки контакта k -го элемента с пластиной. Число точек контакта k -го элемента с пластиной обозначим J_k , а координаты этих точек - ξ_{kj}, η_{kj} . На основании проведенного анализа представим амплитудную реакцию k -го элемента, действующую в j -й точке контакта, в следующем виде:

$$R_{kj} = T_{kj} + \sum_{n=1}^{J_k} (H_{kjn} - r_{kjn}) w_{kn}, \quad (2)$$

где соотношения $T_{kjm}, H_{kjm}, r_{kjm}$ определяются выбором механической и математической модели элемента; w_{kj} (или w_{kn}) - прогиб пластины в j -й (или n -й) точке контакта с k -м элементом.

Рассмотрим некоторые частные случаи моделей присоединенных элементов.

1. Одномерная модель. Присоединенный элемент рассматривается как твердое тело массы m_k , присоединенное к пластине с помощью упруго-демпферной связи жесткостью c_k и вязкостью μ_k , совершающее прямолинейные колебания по нормали к недеформированной срединной поверхности пластины [4, 5]. Предполагается, что в точке контакта может находиться жестко присоединенная масса M_k , а воздействие может быть как динамическим, так и кинематическим с амплитудой S_0 . Для данной модели: $J_k = 1$; $r_{k11} = 0$; $T_{k1} = H_{k11} S_0$;

$$H_{k11} = \omega^2 \left[M_j + m_k \left(\frac{p_k^2 + i2\beta_k \omega}{p_k^2 - \omega^2 + i2\beta_k \omega} \right) \right]; \quad p_k^2 = \frac{c_k}{m_k}; \quad \beta_k = \frac{\mu_k}{2m_k}.$$

2. Твёрдотельная модель. Присоединенный элемент рассматривается как твердое тело с шестью степенями свободы. В этом случае:

$$H_{kjm} = \bar{c}_{kj} \bar{c}_{km} [d_{3k} + d_{2k} Y_{kj} Y_{km} (\bar{C}_{22k} - \omega^2) + d_{1k} X_{kj} X_{km} (\bar{C}_{11k} - \omega^2)];$$

$$T_{kj} = \bar{c}_{kj} d_{3k} S_0 m_k \omega^2; \quad d_{1k} = [(\bar{C}_{11k} - m_k \omega^2) \cdot (\bar{C}_{55k} - I_{yk} \omega^2) - \bar{C}_{15k}^2]^{-1};$$

$$d_{2k} = [(\bar{C}_{22k} - m_k \omega^2) \cdot (\bar{C}_{44k} - I_{xk} \omega^2) - \bar{C}_{24k}^2]^{-1}; \quad d_{3k} = (\bar{C}_{33k} - m_k \omega^2)^{-1};$$

$$\bar{c}_{kj} = c_{kj} + i\mu_{kj}; \quad r_{kjm} = \bar{c}_{kj} \quad \text{при } j=m; \quad r_{kjm} = 0 \quad \text{при } j \neq m;$$

$\bar{C}_{11k}, \dots, \bar{C}_{24k}$ - обобщенные коэффициенты жесткости; I_{xk}, I_{yk} - моменты инерции элемента относительно центральных осей координат; X_{kj}, Y_{kj} - координаты контактных точек элемента в его собственной центральной системе координат.

3. Балочная модель. Присоединенный элемент рассматривается как двухопорная балка постоянного сечения с произвольным закреплением краев, которая совершает изгибные колебания. Для двухопорной балки ($J_k = 2$):

$$T_{k1} = (H_{k11} + H_{k12}) S_0; \quad T_{k2} = (H_{k21} + H_{k22}) S_0;$$

$$H_{k11} = E_{k0} (1 + i\psi_{k0}) I_{k0} \alpha_k^3 l^{-3} (A_{k2} - A_{k4});$$

$$H_{k12} = E_{k0} (1 + i\psi_{k0}) I_{k0} \alpha_k^3 l^{-3} (B_{k2} - B_{k4});$$

$$H_{k21} = E_{k0} (1 + i\psi_{k0}) I_{k0} \alpha_k^3 l^{-3} (A_{k1} \sin \alpha_k + A_{k2} \cos \alpha_k + A_{k3} \sin \alpha_k - A_{k4} \cos \alpha_k);$$

$$H_{k22} = E_{k0} (1 + i\psi_{k0}) I_{k0} \alpha_k^3 l^{-3} (B_{k1} \sin \alpha_k + B_{k2} \cos \alpha_k + B_{k3} \sin \alpha_k - B_{k4} \cos \alpha_k);$$

$$\alpha_k = l \sqrt{\frac{\sigma_{k0} \omega^2}{E_{k0} (1 + i\psi_{k0}) I_{k0}}}; \quad r_{kjm} = 0;$$

где σ_{k0}, l_k, I_{k0} - соответственно, погонная масса, длина и момент инерции поперечного сечения балки; E_{k0}, ψ_{k0} - модуль Юнга и коэффициент механических потерь материала балки. Коэффициенты A_{kn}, B_{kn} определяются из граничных условий, описывающих способы закрепления краев балки.

Воспользовавшись соотношением (2), представим функцию $q_E(\xi, \eta)$ в виде

$$q_E(\xi, \eta) = \frac{1}{a^2} \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^{J_k} [T_{kj} + \sum_{n=1}^{J_k} (H_{kjn} - r_{kjn}) w_{kn}] \delta(\xi - \xi_{kj}) \delta(\eta - \eta_{kj}), \quad (3)$$

где $\delta(\xi - \xi_{kj}), \delta(\eta - \eta_{kj})$ - дельта - функции Дирака.

Подставим (3) в (1). Используя свойства дельта - функций, получим соотношение

$$w(\xi, \eta) = \sum_{k=1}^K \left\{ \sum_{j=1}^{J_k} T_{kj} + \sum_{n=1}^{N_k} (H_{kjn} - r_{kjn}) w_{kn} \right\} G(\xi, \eta, \xi_{kj}, \eta_{kj}) + w_B(\xi, \eta). \quad (4)$$

Соотношение (4) содержит неизвестные прогибы w_{kn} в точках контакта. Для их определения положим в (14) последовательно $\xi = \xi_{ps}$, $\eta = \eta_{ps}$, изменяя p от 1 до K и при каждом значении p варьируя s от 1 до J_p , где J_p - количество контактных точек p -го элемента. Получим систему линейных неоднородных алгебраических уравнений относительно неизвестных прогибов:

$$\sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^{N_k} \left(\tau_{ps} - \sum_{j=1}^{J_k} (H_{kjn} - r_{kjn}) G_{pskj} \right) w_{kn} = \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^{J_k} T_{kj} G_{pskj} + w_B(\xi_{ps}, \eta_{ps}), \quad (5)$$

где $p = 1, 2, \dots, K$; $s = 1, 2, \dots, J_p$; $\tau_{ps} = 1$, если $p = k$ и $s = n$, в противном случае $\tau_{ps} = 0$; $G_{pskj} = G(\xi_{ps}, \eta_{ps}, \xi_{kj}, \eta_{kj})$. Найдя решение системы (5), можно воспользоваться соотношением (4) для расчета амплитудно-частотных, фазо-частотных характеристик точек (ξ, η) и форм вынужденных колебаний пластины.

Заключение. Разработанная методика позволяет формализовать задачу исследования вынужденных колебаний пластин с упруго присоединенными элементами и построить обобщенную математическую модель, удобную для дальнейшей алгоритмизации. Исходная задача интегрирования системы большого числа взаимосвязанных дифференциальных уравнений (в частных производных и обыкновенных) сведена к сравнительно простой задаче отыскания решения системы линейных неоднородных алгебраических уравнений. При этом применен комплексный подход, основанный на модульном принципе. Условия закрепления пластины описываются функциями влияния, которые определяются независимо вида от внешней нагрузки [2]. Также независимо определяются функции $w_B(\xi, \eta)$, описывающие вынуждающее воздействие [3]. Влияние упруго присоединенных элементов описывается их реакциями, определение которых опять-таки не связано с остальными задачами и производится независимо для каждого элемента. При разработке новых математических моделей упруго присоединенных элементов достаточно представить их реакции в форме (2), найти соответствующие коэффициенты и воспользоваться разработанной обобщенной математической моделью составной системы.

Список литературы: 1. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Автоматизированная система управления технологическим процессом подготовки производства типовых элементов замены электронных аппаратов// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научн. тр., вып. 15. - Донецк: ДонГТУ, 2001. С. 67 - 77. 2. Генкин Б.И., Нагулин М.И.,

Архипов А.Г. Розрахунок вимушених коливань печатних плат з використанням функцій впливу// Автоматизація технологічних процесів та промислової екології: Науково-техн. зб., вип. 1 - К.: Вид. СДУ, 1996. С. 56 - 60. 3. Генкин Б.И. Вимушені впливи при згинальних коливаннях печатних плат// Автоматизація технологічних процесів та промислової екології: Науково-техн. зб., вип. 1 - К.: Вид. СДУ, 1997. С. 43 - 44. 4. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Математическое моделирование вибрационных процессов типовых элементов замены электронных аппаратов и его программное обеспечение// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научн. тр., вып. 11. - Донецк: ДонГТУ, 2000. С. 160 - 164. 5. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Типизация математических моделей элементной базы ЭА при вибрационных воздействиях// Зб. наукових праць Східноукраїнського державного університету. - Луганськ: СДУ, 2000. С. 68 - 70. 6. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Автоматизация обеспечения виброустойчивости типовых элементов замены электронных аппаратов// Наукові праці ДонГТУ. Серія: Інформатика, кібернетика та обчислювальна техніка, вип. 15. - Донецьк: ДонДТУ, 2000. С. 168 - 173.

Статья поступила в редакцию 3.05.2001г.

ОСНОВЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ С АДАПТАЦИОННЫМИ ВОЗМОЖНОСТЯМИ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ

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

The characteristic of a technical system "a rolling cage" is adduced. There are of substantive provisions of adaptive model of such technical system. There is an automatically control system operation algorithm with adaptive capabilities of a technical system "a rolling cage". The direction of obtained outcomes application is determined.

В общем случае функционирования технической системы "прокатная клеть", имеет место постоянное изменение состояния технологической связи "прокатываемый металл - валок", что приводит к постоянному неравенству краевых условий технологического очага деформации и, как следствие, к возбуждению переходного процесса в такой технической системе. Переходной процесс реализуется в виде совокупности целого ряда колебательных процессов, которые отрицательно влияют на работоспособность системы автоматического управления технологическим процессом прокатки (АСУ ТПП) и не позволяют выполнять в этих условиях оперативное управление процессом прокатки с целью обеспечения качественны показателей прокатываемого металла [1]. В дальнейшем такая АСУ ТПП бу-

дет именоваться стандартной.

Использование графических моделей для алгоритмов АСУ ТПП в сочетании с существующей достаточно современной элементной базой стандартных АСУ ТПП целого ряда прокатных клетей делает реальным создание АСУ ТПП с адаптационными возможностями [2].

С функциональной точки зрения состояние технической системы "прокатная клеть" в формализованном виде достаточно полно может быть охарактеризовано с помощью описания состояния единственного операнда — прокатываемого металла. Он является пассивным элементом, количественные и качественные показатели изменения состояния которого могут быть определены как результат преобразования при неравенстве краевых условий технологического очага деформации в общем случае процесса прокатки — общего случая функционирования технической системы "прокатная клеть" [3]. Описание изменения состояния операнда технической системы "прокатная клеть" может быть достаточно полно выполнено в соответствии с функциональной зависимостью:

$$\Phi = F({}^n E_i), \quad (1)$$

где Φ — состояния операнда;

F — обобщенная функция изменения состояния операнда;

${}^n E_i$ — описание преобразования;

n — коэффициент весомости преобразования;

$i \geq 1$ — количество преобразований.

Описание преобразования изменения состояния операнда технической системы "прокатная клеть" возможно с использованием $e_i (i \geq 1)$ относительных координат, а наличие строго определенного с математической точки зрения описания изменения состояния операнда (1) и преобразования в виде графических моделей весомости позволяет, в соответствии с теоремой Ричардсона [4], дать адаптированное описание преобразования ${}^n E_i$ при изменении состояния операнда учетом весомости и получить адаптивную динамическую модель переходного процесса [3]:

$$F({}^n E_i) = \begin{pmatrix} n_0 & n_i \\ e_1 & e_1 \\ 1 & 1 \\ n_0 & n_i \\ e_2 & e_2 \\ 1 & 1 \\ n_0 & n_i \\ e_3 \dots e_3 \\ 1 & 1 \\ n_0 & n_i \\ e_4 & e_4 \\ 1 & 1 \\ n_0 & n_i \\ e_5 & e_5 \\ 1 & 1 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

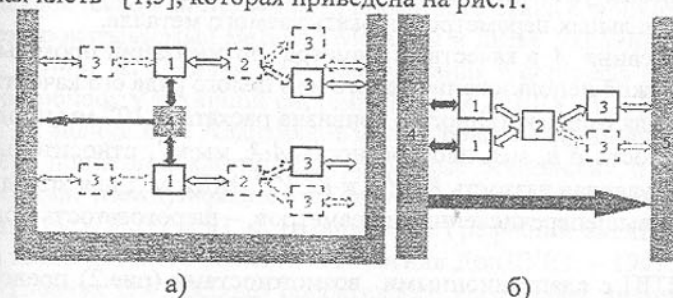
Для технической системы "прокатная клеть", изменение состояния операнда в общем, виде может быть описано в соответствии с инвариантом упрощенной матрицы смежности её трансформированного обобщенного орграфа в виде [5]:

$$1 + 4\varphi + m\varphi^2 + \varphi^3 = \Phi(\varphi), \quad (3)$$

где $\Phi(\varphi)$ — обобщенная функция переходного процесса;

φ — обобщенная переменная переходного процесса;

m — структурное число, определяемое в соответствии с количеством функциональных связей функциональной схемы технической системы "прокатная клеть" [1,5], которая приведена на рис.1.



а — с индивидуальным приводом; б — с групповым приводом.

1 — валок; 2 — трансмиссия; 3 — двигатель; 4 — прокатываемый металл; 5 — система управления.

Элементы и связи: — — — обязательные; - - - - дополнительные.

Связи: $\longleftrightarrow$ — технологические; $\longleftrightarrow$ — управляющие; $\longleftrightarrow$ — технические.

Рис. 1. Функциональная схема технической системы "прокатная клеть".

С целью обеспечения эффективности АСУ ТПП в переходном процессе регулирования преобразования операнда такой технической системы должно удовлетворять следующим формальным условиям:

$$\begin{cases} 1 + 4\varphi + m\varphi^2 + \varphi^3 = \Phi(\varphi); \\ 4 + 2m\varphi + 3\varphi^2 = const; \\ 2m + 6\varphi \rightarrow \min, \end{cases} \quad (4)$$

где $const$ — формально весомый параметр оптимального неравенства краевых условий технологического очага деформации;

$\min$ — формально весомый параметр нагружения привода валков прокатной клетки определяемый оптимальным неравенством краевых условий технологического очага деформации.

Таким образом, описание изменения состояния операнда в процессе регулирования АСУ ТПП в общем случае функционирования технической

системы "прокатная клет" сводится к следующему виду:

$$\begin{cases} A = optimum; \\ \delta V = const; \\ M \rightarrow \min, \end{cases} \quad (5)$$

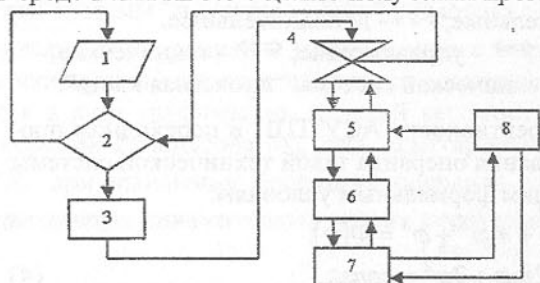
где A - оптимальный параметр прокатываемого металла (количество оптимальных параметров не менее одного);

δV - неравенство краевых условий технологического очага деформации для обеспечения оптимальных параметров прокатываемого металла;

M - нагружение привода валков прокатной клетки, определяемое неравенством краевых условий технологического очага деформации для обеспечения оптимальных параметров прокатываемого металла.

Для описания A в качестве параметра оптимизации прокатываемого металла возможно использование одного или целого ряда его качественных показателей: для горячекатанного - кривизна раската ρ , 10^{-4} мм, продольная разнотолщинность δh , мм, плоскостность $A \cdot \lambda$, мм $\cdot$ м $^{-1}$, относительное удлинение δ , % ударная вязкость KCV^{60} и KCV^{15} , МДж $\cdot$ м $^{-2}$; для холоднокатаного, помимо вышеперечисленных параметров, - шероховатость поверхности Ra , мкм.

АСУ ТПП с адаптационными возможностями (рис.2) представляет собой модернизированную замкнутую АСУ ТПП с дополнительными функциональными возможностями. В такой АСУ ТПП, в соответствии с имеющейся базой данных (1), производится адаптивное моделирование (2) в среде DELPHI 5.0 с целью получения прогноза оптимальных параметров



1 - база данных; 2 - адаптивно моделирование; 3 - прогноз оптимальных параметров прокатываемого металла; 4 - сравнение результатов прогноза и реальных параметров прокатываемого металла; 5 - стандартная АСУ ТПП; 6 - привод; 7 - валок; 8 - прокатываемый металл.

Рис. 2. Алгоритм функционирования АСУ ТПП с адаптационными возможностями.

(4), где они сравниваются с прогнозом и, при необходимости, на основании результатов сравнения выполняется корректирующее адаптивное моделирование (2) и корректировка базы данных (1).

Таким образом, АСУ ТПП с адаптационными возможностями может обеспечить реальную возможность осуществления на практике своевременного оперативного управления параметрами прокатываемого металла при неравенстве краевых условий технологического очага деформации - в общем случае функционирования технической системы "прокатная клет".

Список литературы: 1. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электромеханической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литье Украины. - 2000.- № 1-2. - С. 43-45. 2. Гладчук С.О. Використання гіперграфа для опису перехідного процесу у технічній системі// Вісник ДонДУЕТ. - 2000. - № 6. - С. 19-23. 3. Гладчук Е.А. Адаптивное моделирование технической системы на примере прокатной клетки// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 15. - С. 77 - 83. 4. Гладчук С.О. Графічний аналіз динамічних процесів технологічного обладнання// Вісник ДонДУЕТ. - 1999. - № 4. - С. 22-28. 5. Гладчук Е.А. Основы оперативного управления индивидуальным приводом валков прокатной клетки в общем случае процесса прокатки// Металлы и литье Украины. - 2000.- № 7-8. - С. 52- 54.

Статья поступила в редакцию 28.05.2001г.

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАГНИТОМЕТРИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ВНУТРЕННИХ НАПРЯЖЕНИЙ В СТАЛИ

Горбатенко В.П., Дорохин В.М., Лях С.Ю., Бурховецкий В.В.
(ДонГТУ, Концерн «Сталь-Трубы-Газ», г. Донецк, Украина)

There are presented the results of comparisinal analisis of magnetical measurements data and results of X-ray investigation for determination of internal stress level in steel.

Возможность контроля параметров напряженно-деформированного состояния объектов является важным направлением обеспечения эксплуатационной безопасности их работы. Предпочтительными для этих целей являются неразрушающие методы контроля, в частности, акустические, акустико-эмиссионные, электромагнитные. Целью настоящих исследований является оценка возможности применения магнитометрических методов для контроля уровня внутренних напряжений в стальных изделиях.

В связи с этим изучали корреляционную связь между результатами измерения с помощью магнитного структуроскопа остаточной намагниченности объекта после первичного цикла локального импульсного намагничивания (H_1 , А/м) и после его перемагничивания обратным по направлению магнитным полем (H_2 , А/м) и величиной напряжений второго рода (σ_{11}), определяемой рентгенографическим методом путем анализа по известным методикам дифрактограмм, полученных с использованием кобальтового $K\alpha_1$ -излучения на дифрактометре ДРОН-3. Измерения выполняли на одних и тех же образцах из листов из стали 09Г2ФБ в состояниях после контролируемой прокатки и термической обработки (полный отжиг, нормализация, закалка с отпуском при температурах 250...450°C).

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что существует достаточно «тесная» связь между значениями изученных магнитных характеристик (H_1 и H_2) и напряжений второго рода (σ_{11}), измеренных рентгенографическим методом. Установлено, что достаточно точно эта взаимосвязь может быть описана зависимостями вида:

$$\sigma_{11} = K (H_1 - H_{1c})^{1,5}, \quad (1)$$

$$\sigma_{11} = L (H_2)^{0,5}, \quad (2)$$

где: H_{1c} - расчетное значение магнитной характеристики H_1 в стали, практически «свободной» от микронапряжений; ее величина определяется характеристиками микроструктуры стали и в условиях эксперимента принята равной таковой для отожженного металла, т.е. 721 А/м; K и L - коэффициенты пропорциональности, которые могут зависеть от вида контролируемого объекта и, очевидно, химического состава стали, их значения в данном случае определены равными соответственно 0,0135 и 35.

В таблице 1 приведены результаты экспериментальных измерений и определения напряжений второго рода по полученным зависимостям при исследовании образцов, обработанных по ряду режимов.

Таблица 1 - Экспериментальные и расчетные результаты определения уровня напряжений второго рода в стали 09Г2ФБ после различных режимов обработки

Режим обработки	Результаты измерений контролируемых величин			Результаты расчета по величине H_1		Результаты расчета по величине H_2	
	H_1 , А/м	H_2 , А/м	σ_{11} , Н/мм ²	σ_{11} , Н/мм ²	δ , %	σ_{11} , Н/мм ²	δ , %
Контролируемая прокатка	1162	12	125	125	0	121	3,0
Полный отжиг	721	0	0	0	0	0	0
Закалка+отпуск при 250°C	2223	480	858	786	8,3	767	10,6
Закалка+отпуск при 350°C	1914	292	552	556	0,8	598	8,3
Закалка+отпуск при 450°C	1689	135	400	407	1,8	407	1,7

Относительная погрешность расчетов величины микронапряжений (δ , %) по значениям магнитной характеристики H_1 не превышала 8,3%, а по значениям магнитной характеристики H_2 - 10,6% (закалка с низкотемпературным отпуском). Можно полагать, что эти различия в экспериментальных и расчетных данных могут быть обусловлены влиянием на величину магнитных характеристик не только напряжений второго рода, но и макронапряжений, возникающих в приповерхностных слоях образцов.

Результаты анализа дифракционной картины, полученной съемкой с использованием рентгеновской камеры КРОС-1 на аппарате УРС=2.0 («метод $\sin^2\varphi$ ») свидетельствуют о том, что в исследованных образцах возникают значительные сжимающие напряжения 1 рода, величина которых составила: после контролируемой прокатки - 321 Н/мм², после нормализации - 90,1 Н/мм², после полного отжига - 90,2 Н/мм², после закалки с отпуском при 250°C - 130 Н/мм².

Зависимость исследованных магнитных характеристик от напряжений как первого (σ_1), так и второго (σ_{11}) рода, может быть весьма точно описана уравнениями (3) и (4):

$$H_1 = 785 + 52 (\sigma_{11})^{0,5} + 0,64 \sigma_1 \pm 8; \text{ А/м} \quad (3)$$

$$H_2 = 0,56 \sigma_{11} + 0,25 (\sigma_1 - \sigma_{\text{отж}}) \pm 2; \text{ А/м} \quad (4)$$

В этих зависимостях величина σ_1 в случае сжимающих напряжений подставляется со знаком «минус», а в случае растягивающих напряжений, очевидно, со знаком «плюс». Величина $\sigma_{\text{отж}}$ в уравнении (4) соответствует уровню напряжений первого рода в отожженной стали. Погрешность расчетов величин магнитных характеристик по зависимостям (3) и (4) не превышала 3%.

Анализ полученных зависимостей позволяет отметить ряд особенностей. Так, можно полагать, что возникновение сжимающих макронапряжений способствует уменьшению величины магнитной характеристики H_1 , а растягивающих - предположительно ее увеличению. Характеристика H_1 оказывается «чувствительной» к структурному состоянию стали, что проявляется в получении весьма высоких значений величины свободного члена в уравнении (3). В то же время характер изменения магнитной характеристики H_2 позволяет считать ее слабо зависящей от параметров микроструктуры и изменяющейся прежде всего в зависимости от уровня напряжений. Можно предположить, что, как и в случае характеристики H_1 , возникновение сжимающих макронапряжений будет приводить к снижению величины H_2 , а растягивающих - к ее увеличению. При этом, судя по величине экспериментальных коэффициентов полученных уравнений, изменение уровня напряжений 1 рода приведет к более заметному изменению величины H_2 в сравнении с величиной H_1 . Возрастание же уровня микронапряжений должно всегда приводить к увеличению значений обеих магнит-

ных характеристик.

Методом магнитометрических измерений был выполнен качественный анализ изменения напряженного состояния стали в процессе изготовления труб большого диаметра (1420 мм) из стали 09Г2ФБ. В таблице 2 приведены результаты измерения магнитных характеристик H_1 и H_2 в одних и тех же «точках контроля» на разных стадиях трубного передела (исходный лист, полуцилиндр после его формовки, труба после сварки рабочих швов, труба после экспандирования, труба после нагрева в печи экструдера перед нанесением наружного защитного покрытия). Причем, приведены средние значения не менее, чем 24 измерений на каждую «точку», выполненных с «шагом» 1 м вдоль трубы (листа) на соответствующих расстояниях от каждого из двух продольных швов (кромки листов и полуцилиндров). Следует учитывать, что для количественного определения уровня напряжений в стали по результатам контроля магнитных характеристик применительно к каждому контролируемому объекту следует предварительно получить соответствующие градуировочные графики или таблицы, поскольку результаты измерений, выполненных на образцах, вырезанных из этих объектов, не могут в должной мере отражать его действительное напряженно-деформированное состояние. Однако, с учетом приведенных выше данных магнитометрические измерения, выполненные применительно к конкретному объекту, могут быть использованы для оценки характера изменения его напряженного состояния.

Таблица 2 – Изменение магнитных характеристик стали (H_1 и H_2 , А/м) в зависимости от операций трубного передела и расстояния от кромки листа или сварного шва трубы (L)

L , мм	Исходный лист		Формовка полуцилиндра		Сварка рабочих швов трубы		Экспандирование трубы		Нагрев трубы в печи экструдера	
	H_1	H_2	H_1	H_2	H_1	H_2	H_1	H_2	H_1	H_2
30...40	902	250	1302	238	1515	540	1482	275	1485	132
100	910	208	1274	272	1322	525	1418	258	1425	142
200	932	200	1190	266	1372	545	1382	268	1378	168
300	950	198	1206	170	1422	525	1390	245	1362	158
1120	880	168	1200	172	1300	315	1540	302	1300	115

Приведенные в таблице 2 результаты измерений магнитных характеристик позволяют сформулировать ряд положений о характере изменения напряженного состояния металла под влиянием отдельных операций трубного передела. Так, уже для исходных листов характерно наличие различий в величине измеренных магнитных характеристик по ширине листа, причем, можно полагать, что минимальный уровень напряжений в стали следует ожидать в срединной по ширине его зоне ($L=1120$ мм), в которой регистрировали наименьшие значения как величины H_1 , так и величины H_2 . В

то же время для прикромочной зоны листов, судя по величине магнитных характеристик, характерен повышенный уровень внутренних напряжений.

Пластическая деформация при формовке полуцилиндров приводит к существенному увеличению прежде всего величины магнитной характеристики H_1 для металла всех исследованных зон листов, очевидно, прежде всего за счет роста уровня микронапряжений и возникновения растягивающих напряжений 1 рода. В зонах листа, расположенных на расстоянии до 200 мм от его кромки в силу указанных выше причин наблюдали также заметное возрастание и значений магнитной характеристики H_2 . Некоторое снижение значений этой характеристики в зоне, расположенной на расстоянии 30...40 мм от кромки может быть связано с дополнительным подгибом кромок полуцилиндра роликами, что должно приводить к возникновению дополнительных сжимающих макронапряжений в металле.

В результате реализации операции сварки рабочих швов трубы, вследствие возникновения значительных растягивающих макронапряжений в наружной зоне «стенки» трубы и увеличения уровня напряжений второго рода происходит заметный рост измеренных магнитных характеристик, особенно величины H_2 , прежде всего, для металла зон, «прилегающих» к сварному шву. Операция механического экспандирования трубы, не вызывая изменения величины H_1 для металла этих зон более, чем на 8%, приводила к почти двукратному снижению значений магнитной характеристики H_2 . Можно предположить, что такой эффект обусловлен прежде всего снижением уровня растягивающих макронапряжений, вызванных процессом сварки. Причем, различия в уровне магнитных характеристик стали по периметру трубы после этой технологической операции становятся значительно меньшими, чем после операции сварки рабочих швов, что следует считать благоприятным фактором воздействия процесса экспандирования. Нагрев трубы в печи экструдера перед нанесением наружного защитного покрытия, мало влияя на значения магнитной характеристики H_1 , приводил к дальнейшему снижению величины H_2 , что, очевидно, обусловлено уменьшением прежде всего уровня макронапряжений. Следует отметить, что значения магнитных характеристик H_1 и H_2 для металла срединной по ширине листа зоны оказываются несколько ниже, чем для металла зоны, близкой к сварному шву, что свидетельствует о сохранении определенной неоднородности в распределении напряжений по периметру трубы.

Таким образом, установлено, что существует достаточно «тесная» корреляционная связь между показателями остаточной намагниченности стали после импульсного намагничивания (A_1) и перемагничивания обратным по знаку магнитным полем (A_2) и величиной внутренних напряжений в стали. Получены зависимости, описывающие взаимосвязь значений измеренных магнитных характеристик и уровня напряжений второго рода, а

также характер изменения параметров остаточной намагниченности стали с учетом как макро- так и микронапряжений. С учетом этих зависимостей по результатам магнитометрического контроля выполнен качественный анализ изменения уровня внутренних напряжений в металле различных зон листов и труб большого диаметра под влиянием различных технологических операций трубного передела.

Статья поступила в редакцию 1.06.2001г.

СПОСОБ ФОРМИРОВАНИЯ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧЕК ДЛЯ ТЯГОВЫХ КРУГЛОЗВЕННЫХ ЦЕПЕЙ

Горобец И.А., Болтян А.В., Голубов Н.В., Черников А.С.
(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

The asterisks for driving chains of round section are the most loaded element of system of a drive of machines. At its manufacture it is possible to apply the standard instrument. For definition of parameters of the instrument the special program is created.

Звездочки для тяговых круглозвенных цепей транспортных и других машин и механизмов являются наиболее нагруженным элементом системы их привода, поскольку воспринимают, как правило, высокую динамическую нагрузку, обусловленную характером взаимодействия рабочих органов машин со средой и местными сопротивлениями перемещению тяговой цепи. До настоящего времени тяговые звездочки изготавливались из отливок с последующей механической обработкой только центрального посадочного отверстия. Такая конструкция обуславливает низкую надежность звездочек в условиях динамических и ударных нагрузок вследствие частых поломок зубьев, [1].

В результате проведенных кафедрой «Технология машиностроения» ДонГТУ исследований предлагается изготавливать звездочки для тяговых круглозвенных цепей из поковок и без наличия реборды между смежными зубьями, [1]. В соответствии с рекомендуемым способом получения заготовки механической обработке должны подвергаться не только поверхности центрального отверстия, но и впадин между зубьями для размещения в них звеньев цепи, [2].

Впадины между зубьями звездочек представляют собой сложную поверхность, образованную пересечением эвольвентной и цилиндрической поверхностями. Геометрические параметры впадин нормализованы, например [3].

На практике для удобства построения и упрощения изготовления литейной формы (в случае исходной заготовки - отливки) эвольвентную по-

верхность аппроксимируют двумя цилиндрическими, что приводит к искажению формы поверхности впадин между зубьями.

Предлагается применять для формообразования ложа впадины под звенья цепи концевые модульные фрезы, предназначенные для фрезерования зубьев зубчатых колес. Используемое оборудование - горизонтально-расточной станок с поворотным столом.

Стоит задача выбора концевой модульной фрезы под соответствующий калибр и шаг цепи (d, p). Данная задача решается в следующей последовательности:

1) Определяем возможные значения делительного диаметра модульной фрезы из условия, что делительный диаметр фрезы должен быть больше удвоенного радиуса впадины ложа звезды по ее делительному диаметру.

2) При обработке делительный диаметр фрезы должен «находиться» на делительном диаметре звезды.

3) Определяем число зубьев фиктивного зубчатого колеса, фрезеруемого с помощью выбранной модульной фрезы:

$$Z_{\text{фikt.}} = \left\lceil \frac{2r_0}{m} \right\rceil,$$

где $2r_0$ - диаметр делительной окружности фиктивного зубчатого колеса;

m - модуль колеса или фрезы;

$\lceil \dots \rceil$ - антье, целая часть числа.

4) Уточняем параметры фрезы по $Z_{\text{фikt.}}$.

5) Поскольку число зубьев фиктивного зубчатого колеса всегда больше 12 (фрезы нормализованы), а фактическое число зубьев звезды принимается в соответствии с требованиями стандартов равным 5, 7 или 9, то делительный диаметр выбранной фрезы всегда будет меньше удвоенного радиуса впадины ложа звезды по ее делительному диаметру.

Следовательно, для выполнения первого условия рассматриваемой последовательности необходимо заглубить фрезу к оси звезды, что влечет за собой относительный поворот осей фрезы и нарезаемого зуба фиктивного зубчатого колеса. Определим величины заглубления и угла поворота фрезы, рис. 1. Найдем координаты центров построения расчетного профиля ложа впадины звезды в системе координат, связанной с фрезой:

$$\begin{cases} x_{c1} = AC_1 = E_{10}; & \begin{cases} x_{c1} = C_2O_2 = E_3A = E_2O; \\ y_{c1} = C_1E_1; & y_{c2} = OO_2 = C_2E_2. \end{cases} \end{cases}$$

Из рис. 1 следует, что

$$\begin{aligned} x_{c1} &= AC_1 = O_2C_2 + E_3C_1; & O_2C_2 &= r_0 \sin \lambda; \\ \lambda &= \alpha_1 - 0,5\theta + \alpha_2 + \alpha_4; \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{0,5 \cdot M}{r_0}; \alpha_c = \arcsin \frac{0,5 \cdot f}{r_0};$$

$$B_3 O_1 = r_0 \cdot \cos \left(\arcsin \frac{0,5 \cdot f}{r_0} \right);$$

$$O_1 B_2 = \sqrt{r_0^2 \cdot \cos^2 \left(\arcsin \frac{0,5 \cdot f}{r_0} + 0,25 \cdot b^2 \right)};$$

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{r_{0\phi}}{O_1 B_2};$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{0,5 \cdot b}{O_1 B_2};$$

$$\alpha_3 = \lambda + \alpha_c$$

где θ – угловой шаг звезды;
 M – шаг центров построения звезды;
 f – расстояние между смежными центрами окружностей впадин ложа зуба звезды по ее делительному диаметру;
 b – толщина зуба по делительному диаметру звезды;
 $r_{0\phi}$ – радиус звезды по ее делительному диаметру.

Аналогично

$$O_1 O_2 = r_0 \cdot \cos \lambda;$$

$$C_2 E_3 = f \cdot \sin \alpha_3;$$

$$y_{c1} = r_0 \cdot \cos \alpha - r_b - f \cdot \sin \alpha_3;$$

$$x_{c2} = r_0 \cdot \sin \lambda;$$

$$y_{c2} = r_0 \cdot \cos \lambda - r_b;$$

где r_b – радиус впадин звезды.

Таким образом, на делительной окружности звезды «находится» радиус фрезы $r_{0\phi}$, а нам необходимо иметь радиус ложа впадины зуба, R_{en} :

$$B_4 O_2'' = B_4 O_2' \cdot \cos \alpha_3 = R_{en} \cdot \cos \alpha_3 = R_{en}''.$$

В таком случае необходимо заглубить фрезу к оси поворота звезды и довернуть зуб звезды на угол $\Delta \alpha$.

Зная $B_4 O_2''$ из уравнения окружности, подставив в него величину $B_4 O_2''$, получим:

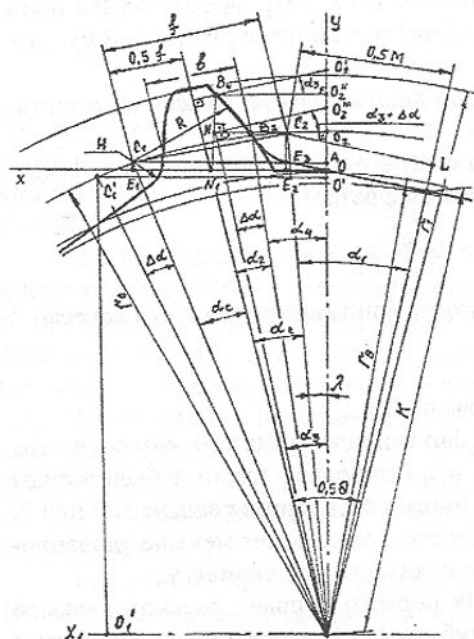


Рис. 1. Схема для расчета параметров зуба звездочки круглозвенной цепи



Рис. 2. Блок – схема программы по подбору параметра пальцевой модульной фрезы.

$$OO_2'' = \sqrt{(R_{en}'')^2 - (B_4 O_2'' - x_{c1})^2} + y_{c1} = N_1 B_4.$$

Тогда величина заглубления фрезы

$$\Delta l = O_2' O_2 = OO_2'' - r_0 \cdot \cos \lambda + r_b.$$

Далее сравниваем рассчитанное значение Δl с величиной расстояния от делительного диаметра фрезы до места окончания режущих кромок ее зубьев ($l_{z\phi}$). При $\Delta l > l_{z\phi}$ фреза «отбрасывается» и повторяем все расчеты для другой нормализованной фрезы.

Величина доворота фрезы при ее заглублении

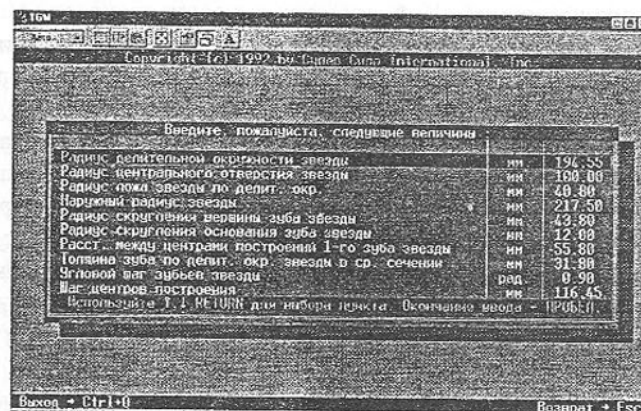


Рис. 3. Исходные данные для подбора параметров фрезы

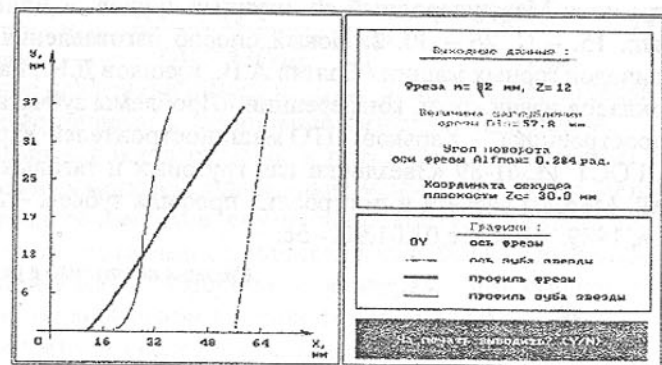


Рис. 4. Результаты работы программы.

$$\Delta\alpha = \arctg \frac{R_{en} \cdot \cos \alpha_3}{r_0 \cdot \cos \alpha} - \arcsin \frac{x_0}{\sqrt{r_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_c - 0,25 \cdot b^2}}$$

Зная величины Δl и $\Delta\alpha$, определим новые координаты центров окружностей, описывающих получаемый профиль впадины зуба звезды:

$$\begin{cases} x_{c1n} = r_0 \sin(\alpha_3 + \alpha_c + \Delta\alpha); \\ y_{c1n} = r_0 \cos(\alpha_3 + \alpha_c + \Delta\alpha) - r_0; \\ x_{c2n} = r_0 \sin(\lambda + \Delta\alpha); \\ y_{c2n} = r_0 \cos(\lambda + \Delta\alpha) - r_0; \end{cases}$$

В соответствии с предложенными зависимостями была разработана программа подбора параметров пальцевых модульных фрез для фрезерования ложа зуба. Она была реализована на ПЭВМ. Блок-схема этой программы приведена на рис.2.

Результат реализации программного определения координат формообразования профиля зуба звезды были опробованы при изготовлении звездочек экспериментального стенда в ДонГТУ.

Разработанная программа позволяет оценить реальный профиль зуба звезды в любом его сечении плоскостью, перпендикулярной оси вращения звезды. Входные параметры: радиус делительной окружности, радиус отверстия звезды, радиус ложа звезды, наружный радиус фрезы и др. (рис. 3)

Выходные параметры: модуль фрезы, число зубьев, величина заглубления фрезы и угол ее доворота (рис.4). Они являются исходными данными для наладки горизонтально-расточной операции.

Список литературы: 1. Выбор формы и метода изготовления звездочек для тяговых круглозвенных цепей / Болтян А.В., Голубов Н.В., Городец И.А., Черников А.С. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 15. – С. 26 – 30. 2. Новый способ изготовления тяговых звездочек приводов горных машин / Болтян А.В., Куликов Д.Н., Барило А.В. // Тезисы докладов научн.-техн. конференции «Проблемы зубчатых передач и редукторостроения». – Харьков: НТО машиностроителей Украины, 1993. – С.90. 3. ГОСТ 13561-89 «Звездочки для грузовых и тяговых круглозвенных цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – Введ. с 01.01.90. – 5с.

Статья поступила в редакцию 13.06.2001г.

ИССЛЕДОВАНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ЦИКЛОВ МАШИН СТИРЛИНГА

Горожанкин С.А. (ДонГАСА, Донецк, Украина)

The mathematical models of a cycle of thermal Stirling machines are considered and compared. The examples of calculations of a cycle and parameters of drives, heat pumps with application of a method of self-contained optimization are adduced.

В настоящее время наряду с другими альтернативными источниками энергии интенсивно исследуются и разрабатываются различные конструкции тепловых машин Стирлинга (ТМС). Помимо высоких значений КПД их достоинствами являются возможность использования низкопотенциальных источников теплоты, экологические качества [1,2]. Создание холодильных машин, тепловых насосов, работающих по циклу Стирлинга, в отличие от двигателей, сопряжено со значительно меньшими сложностями вследствие сравнительно низких температур в них и является перспективным направлением в развитии систем теплоснабжения.

Разработано большое число моделей циклов ТМС, среди которых наиболее распространены адиабатная и изотермическая. Последняя чаще используется в расчетах, что связано с меньшими математическими затруднениями. Однако ввиду того, что в реальных машинах изотермические процессы подвода и отвода теплоты реализовать невозможно, она дает завышенные значения КПД. Адиабатная модель, хотя и сложнее для вычислений, является более достоверной для расчета действительных циклов.

Для идеальных циклов адиабатная модель, как указано в [3], дает значения КПД на 8-10% меньше, чем изотермическая. Результаты полученные при оптимизации по параметру, определяемому выражениями.

$$w_{\max} = \frac{w}{v_e(1+k)p_{\max}}, \quad q_{e\max} = \frac{q_e}{v_e(1+k)p_{\max}}; \quad q_{c\max} = \frac{q_c}{v_e(1+k)p_{\max}}, \quad (1)$$

где $p_{\max}$ – максимальное давление в цикле; w , $q_{e\max}$, $q_{c\max}$ – работа, подводимая и отводимая в цикле теплота; k – отношение вытесняемых объемов.

Для действительных циклов отличия в результатах, полученных с использованием указанных моделей, значительно меньше, что объясняется влиянием объемов теплообменников внутреннего контура (нагреватель, охладитель и регенератор), потерями в процессах теплообмена с внешними источниками, гидравлическими потерями в контурах, эффективностью процесса регенерации, теплообменом в цилиндрах машины и др.

Автором рассмотрены и исследованы циклы ТМС как для изотермической, так и адиабатной моделей, с учетом вышеперечисленных факторов. Оказалось, что отличия результатов для моделей действительных циклов

лов определяются относительным вкладом вышеперечисленных потерь, причем важную роль играет выбор конструктивных параметров ТМС.

Выбор оптимизируемого параметра машины в значительной мере определяет соотношения этих конструктивных параметров. Обычно в качестве оптимизируемых принимают параметры по выражениям (1). Для действительных циклов во многих случаях целесообразно принимать в качестве такового КПД (для изотермической модели идеального цикла он равен КПД цикла Карно). Исследования показали, что при такой оптимизации отличие КПД для действительных циклов при рассмотрении изотермической и адиабатной моделей еще меньше и составляет 3-5%.

Необходимость достижения для ТМС возможно большего КПД, минимальной инерционности, компактности и т.д., с учетом сложности аналитических зависимостей требует для расчетов применения ЭВМ. Автором предложен и применен метод замкнутой оптимизации [4], позволяющий наилучшим образом выбирать основные соотношения параметров ТМС. Сущность его состоит в осуществлении в процессе вычислений «обратной связи» между входными и выходными величинами таким образом, чтобы в конечном итоге определить оптимальные параметры машины.

Задача оптимизации требует формирования математической модели в виде целевой функции, описывающей критерий оптимизации или комплекс из нескольких таких критериев.

Параметры оптимизации ТМС условно можно разделить на две группы. К первой относятся величины, определяемые конструктивными соображениями, требованиями прочности, эксплуатации (параметры теплообменников, насадки регенератора и др.). Их ориентировочные значения на первом этапе расчетов обычно известны. Другая группа включает параметры, определяемые в процессе собственно оптимизации. К ним следует отнести угол фазового сдвига изменений объемов рабочих полостей, объемы и размеры нагревателя, охладителя, регенератора. Оптимизация сводится к нахождению экстремума функции многих переменных — параметров оптимизации. Для ТМС этот экстремум является достаточно явно выраженным лишь при рассмотрении идеальных циклов.

Задача может быть решена различными методами, причем это решение связано с выполнением условий и ограничений, определяемых свойствами применяемых материалов, параметрами рабочих тел и др. соображениями. При оптимизации число этих ограничений возрастает по мере уточнения параметров. Указанные ограничения являются составной частью общей математической модели и формулируются в виде системы равенств или неравенств. Решение задачи оптимизации включает несколько этапов.

Вначале, исходя из назначения машины, мощности, частоты циклов,

температур источников теплоты и др. принимается ее компоновочная схема. Этот первый этап предусматривает включение в исходные данные параметры узлов и деталей ТМС. Второй и третий этапы представляют, собственно, решение задачи оптимизации, которое без применения ЭВМ практически невозможно.

Путь решения приравниванием производной нулю даже с применением ЭВМ является нерациональным (требуется составление весьма громоздких уравнений для частных производных), поэтому осуществляется вычисление ряда значений целевой функции на ЭВМ с переменными параметрами оптимизации. Это дает возможность выбора оптимального значения любого из них и проведения анализа целевой функции. По полученной зависимости определяется значение параметра, соответствующее точке экстремума, поиск которого осуществляется методом Хук-Дживса, т.е. путем вычисления и сравнения значений целевой функции в заданных интервалах изменений аргументов (параметров оптимизации). Их число может достигать нескольких десятков. По мере приближения к экстремуму шаг изменений аргументов уменьшается до значения, обеспечивающего требуемую точность вычислений целевой функции. Следует заметить, что в этом процессе приходится многократно прибегать к численному интегрированию циклов.

На втором этапе оптимизации производится расчет идеального цикла, причем обычно ввиду сложной геометрии механизмов привода целесообразно применять численные методы. Кинематика механизмов ТМС оказывает существенное влияние на результаты, хотя для действительных циклов меньше, чем идеальных [4].

На третьем этапе осуществляется расчет действительного цикла. В уравнения вводятся теплофизические характеристики рабочих тел как функции давлений и температур. Процессы теплообмена, массопереноса во внутреннем контуре ТМС рассматриваются с учетом тепловых, гидравлических, механических, и др. потерь. Поскольку значения многих параметров оптимизации определяются принятой конструктивной схемой, возможностями технологии, особенностями эксплуатации, то в расчеты вводятся ограничения в виде неравенств. В ходе вычислений корректируются параметры исходного идеального и действительного циклов, а итерации проводятся до выполнения условий, установленных в исходных данных.

Характеристики установок, включающих ТМС, существенно зависят не только от параметров собственно машины Стирлинга, но и от КПД внешних преобразователей (охладители, привод и др.), параметров окружающей среды. Они определяются по комплексным показателям, характеризующим установку в целом. Примером могут служить теплонасосные установки, анализ эффективности которых [5] показал, что коэффициент

преобразования первичной энергии в большой мере зависит от типа привода и его характеристик. Для любых устройств с ТМС требуется осуществлять оптимизацию не только самой машины, но и установки в целом. Иногда приходится допускать некоторое снижение КПД или компактности ТМС для обеспечения требования высокой эффективности установки в целом. Одно из достоинств предложенного метода состоит в том, что он позволяет на третьем этапе вводить в расчет параметры этих внешних устройств.

На последнем, четвертом этапе с учетом полученных оптимальных значений параметров цикла, машины и установки окончательно вычисляются давления, температуры, размеры, массы и т.д. Эти параметры машины или установки могут быть приняты и в качестве оптимизируемых, но в этом случае объем вычислений на третьем этапе несколько возрастает.

Программы вычислений на ЭВМ по методу замкнутой оптимизации разработаны для двигателей, холодильных машин, теплонасосных установок и позволяют вычислять параметры действительных циклов с различными механизмами привода. Допускается введение принципиально любого числа параметров оптимизации, хотя на практике их количество обычно не превышает 15-20. Это позволяет расширить возможные варианты построения машины без существенного ухудшения ее характеристик и КПД.

На рис.1 в качестве примера приведены расчетные зависимости эффективного КПД транспортного двигателя Стирлинга от безразмерного объема регенератора X . Этот параметр существенно влияет как на удельную мощность, так и на КПД ТМС. Его правильный выбор, является одной из важных задач при проектировании.

Из графика видно, что эффективный КПД выше 0.46 может быть обеспечен при X от 0.15 до 4.0. Однако при этом должны быть правильно определены остальные 5 параметров теплообменников, вычисляемых в результате оптимизации. Уменьшение их числа суживает указанный диапазон (кривые 2-4). Принятие произвольных значений параметров оптимизации дает внешне сходные зависимости (кривые 5-7), однако ни один из этих графиков не может лежать выше «оггибающей» - кривой 1. Огибающая, по существу, является линией предельных значений оптимизируемого параметра (в данном примере – эффективного КПД) для данной машины. Увеличение числа параметров оптимизации, как это видно из рис.1, позволяет расширить число вариантов возможных сочетаний их значений. В случае выбора какого-либо другого оптимизируемого параметра, например удельной мощности, картина качественно не изменяется, хотя численные значения параметров оптимизации, естественно, разнятся.

Благодаря методике замкнутой оптимизации удастся правильное оценивание эффективности действительных циклов двигателей, тепловых



Рис.1. Пример оптимизации параметров двигателя Стирлинга по КПД

насосов [5,6]. Результаты оптимизации параметров ТМС по предлагаемым моделям сравнивались с экспериментальными данными, приведенными [1-3] для различных опытных конструкций двигателей Стирлинга и показали хорошее совпадение.

Список литературы: 1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. - М.: Машиностроение, 1985. -408с. 2. Двигатели Стирлинга /Сб. статей. - М.:Мир, 1975. -448с. 3. Organ, Allan J. Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine. Cambridge University Press, 1992. -451pp. 4. Привод до двигуна з зовнішнім підводом теплоти. Патент на винахід України 12513А. 28.02.97. Бюл. №1. 5. Горожанкин С.А. Тепловые насосы Стирлинга в местных системах теплоснабжения. - В сб. Коммунальное хозяйство городов. Вып.23. -Киев: Техніка, 2000, с.146-150. 6. Горожанкин С.А. Пути оптимизации и повышения эффективности двигателей Стирлинга. - В сб.: Вестник Донбасской гос. акад. стр-ва и арх. Вып.95-1(1), 1995, с.149-153.

Статья поступила в редакцию 18.05.2001г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАУСЕНЕЦ ШТАМПОВАННЫХ ПЛАСТИН НА ТОЧНОСТЬ СБОРКИ МАГНИТОПРОВОДОВ

Григорьева Н.С., Божидарник В.В. (ЛуцкГТУ, г. Луцк, Украина)

This work presents experimental data of formation an flash at die forming of plates an magnetic circuits of alternating current motors and their influence

upon accuracy of automatic assembly packages. Their form and sizes are installed in different sections of plate. It is shown that such flash to set to offset assembly of plates in package lowering their accuracy. This material can be used at projection of high effective technological assembly processes.

Пластиночные магнитопроводы изготавливаются из пластин электро-технической стали, точность штамповки которых соответствует качеству ИТ10, но в некоторых случаях с использованием высокоточного технологического оборудования и оснащения можно достичь точности, соответствующей 9 и даже 8 квалитетам. При штамповке в штампах между пуансоном и матрицей всегда имеется зазор, принимаемый около 3-5% толщины листа, который и определяет качество поверхности среза и величину образованных заусенцев. При увеличении зазора из-за втягивания в него металла вырубленная заготовка получается с заусенцем. На качество среза оказывает влияние и неравномерное распределение зазора по контуру вырубки. На этот процесс влияют и другие факторы. Поэтому обычно через каждые 5000 штамповок рекомендуется измерять высоту заусенцев [1] и когда она приближается к допустимому по высоте значению 0,05-0,08мм, штамп отправляется на переточку. При этом контролируют размеры наружных и внутренних диаметров пластин и их несоосность. Ориентировочный срок службы вырубного штампа, режущие части которого изготовлены из твердого сплава типа ВК20, составляет 700-900 тыс. штамповок. Стойкость последовательных штампов определяется отраслевым стандартом и составляет не менее 50 млн. штамповок. Технологией изготовления пластин предусмотрено снятие заусенцев на специальных установках, которое может выполняться механическим или термическим способом. Отрицательное

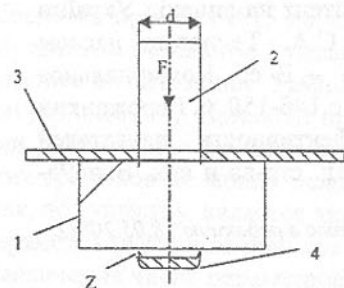


Рис.1. Образование заусенцев при штамповке пластин: 1 — матрица; 2 — пуансон; 3 — лист; 4 — вырубленная пластина; z — заусенец.

влияние заусенцев пластин при сборке — это повышенные потери энергии. Согласно [2] заусенцы пластин статора электродвигателя АОЛ2-21/4 в зависимости от усилия пресовки увеличивают такие потери на 25-35%. При высоте заусенцев 10 мкм величина потерь не превышает 3-5%.

Механизм образования заусенцев при вырубке пластин следующий. В изменяющийся переменный зазор между пуансоном и матрицей втягивается штампуемый металл (рис.1), который на выходе по периметру вырубки по плоскостям разрыва металла листа образует заусенец различной высоты.

Можно отметить, что даже при беззазорной штамповке листа, которая может ис-

пользоваться для толщины листов ~0,3 мм, образуется заусенец различной высоты. Высота образованного заусенца является функцией ряда переменных

$$h_z = F(m_d, m_k, d, D, \Delta_{dD}, z, \Delta_z, \alpha, \beta, r),$$

где m_d — физико-механические свойства штампуемого металла; m_k — тоже режущих кромок пуансона; d, D — погрешности диаметров пуансона и матрицы; Δ_{dD} — их эксцентриситет; z — величина зазора между матрицей и пуансоном; Δ_z — неравномерность зазора по периметру вырубки; α, β — состояние режущих кромок пуансона; r — режимы вырубки. Между этими переменными имеются аналитические и корреляционные зависимости, которые, в общем-то, могли бы быть смоделированы на компьютере. Это позволило бы получить теоретический характер изменения величины зазора во времени и было бы хорошим обоснованием технических требований к проектируемому вырубному штампу с точки зрения его стойкости.

На рис.2 приведены результаты экспериментального исследования образования заусенцев пластины статора при их штамповке. Форма заусенца по внешнему диаметру при вырубке пластин статора представлена на рис.2а. На длине 0,37 мм его максимальная высота составляет 24 мкм. В других пластинах партии их высота не превышает 30-35 мкм. Поперечное сечение образованного заусенца (рис.2в) показывает, что он формируется непосредственно у кромки пластины, а затем резко обрывается. Пологий спуск кривой на графике объясняется влиянием размеров измерительной иглы, т.е. этот участок более отвечает профилю боковой поверхности иглы, которая сползает с заусенца. Поперечная форма заусенца (рис.2с) представляет собой случайную кривую разрыва материала со своими выступами и впадинами. С противоположной стороны пластины, где исследовался заусенец, форма кромки пластины более пологая (рис.2д) с образованием незначительного утонения ее толщины. Поперечное сечение этого места показано на рис.2е. Подобная форма образованного заусенца и при вырубке пластины статора по внутреннему рабочему диаметру.

В результате действия многих факторов (отклонения формы различных поверхностей пластин, их эксцентриситет, волнистость и другие) совместно с величиной образованного заусенца приводит к смещению пластин в автоматически собранном пакете [3]. Анализ полученных смещений (рис.3) показывает их несимметричный характер (рис.3, а и б), т.е. наличие деформирования пластин после окончательного сжатия и фиксации пакета. Нежесткие пластины в пакете как бы растягиваются в определенных направлениях. Сравнивая положение пластин в собранном пакете в двух противоположных сечениях статора (при каждом исследовании проводились измерения в шести сечениях, из которых выбиралась пара с наибольшими

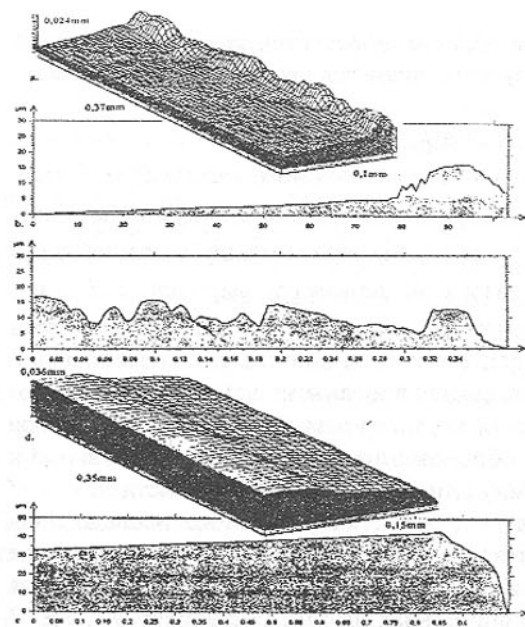


Рис.2. Форма и размеры заусенец пластины статора: а – форма заусенца, б – продольный разрез заусенца, с – поперечный разрез, д – форма кромки на противоположной, показанному заусенцу, стороне пластины, е – форма и размеры противоположной кромки.

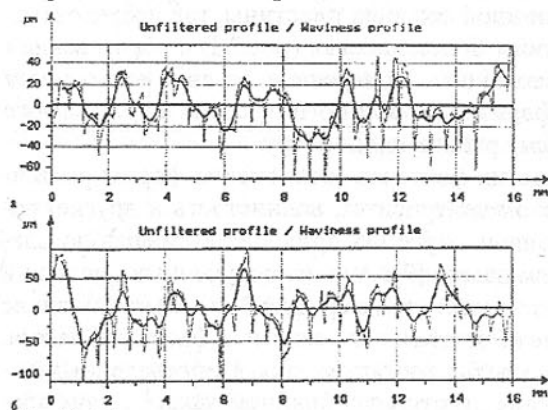


Рис.3. Смещение пластин статора по внутреннему диаметру в двух противоположных сечениях а и б.

отклонениями), видно, что их разброс имеет чисто случайный характер и в первом сечении достигает 130 мкм, а втором – 200 мкм. При измерении смещений в других пакетах такой разброс не превышал 250-275 мкм. Были получены подобные кривые смещения пластин ротора, хотя их величина оказалась несколько меньшей. В двух противоположных сечениях она достигала соответственно 100 и 90 мкм, что, скорее всего, объясняется размерным фактором. Сравнивая полученные смещения пакетов отечественного и зарубежного производства, можно также отметить, что последние являются приблизительно в 1,5-2,4 раза меньшими.

Из приведенного следует, что при автоматической сборке пакетов пластин значение имеет не только схема и режимы сжатия пакетов, их фиксация, но также и усилие разжима фиксирующей кантовой или другого типа оправкой, которая формирует и удерживает форму и размеры внутреннего рабочего диаметра статора в процессе сборки.

Исследования проводились на современном

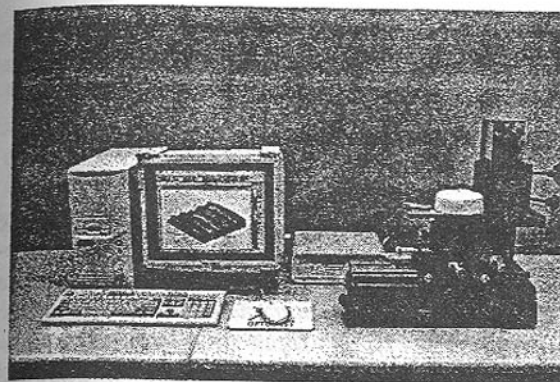


Рис.4. Общий вид измерительной установки.

ую качественную и количественную информацию о поверхности пластины. Однако главным преимуществом была возможность получения трехмерного аксонометрического семицветного изображения исследуемой поверхности пластины площадью до 1 мм² с одинаковым или разным увеличением до 500 тысяч раз по трем аксонометрическим осям.

Выводы. Экспериментальные исследования формы и размеров образованных при вырубке заусенец пластин статора, впервые полученные в виде трехмерного аксонометрического семицветного изображения, показали, что их высота не превышает 30-35 мкм. Смещение пластин в автоматически собранном пакете имеет случайный, несимметричный характер и в исследуемой партии пакетов не превышает 275 мкм. Принимая во внимание большое количество пластин в пакетах, эти величины существенно влияют на точность собранного пакета. Это явление объясняется деформированием пластин пакета в плоскостях разрезов под действием комплекса факторов, в том числе и величин заусенец.

Список литературы: 1. Антонов М.В., Герасимов Л.С. Технология производства электрических машин. – М.: Энергоиздат, 1982. 2. Осьмаков А.А. Технология и оборудование производства электрических машин. – М.: Высшая школа, 1980. 3. Григор'ева Н.С. Забезпечення точності автоматичного формування пакетів магнетопроводів. *Машинознавство*, №7 (36-37), Київ, 2000.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПОГРУЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ КРУГА В НЕПОДВИЖНЫЙ ОБРАЗЕЦ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ

Гринев А.А., Матюха П.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The technique of analytical calculation of descent speed of a wheel working surface in the test piece being worked is considered in the article. The opportunity of analytical computation of descent speed is proved in the case of absence of greasing of microroughness on contact areas of diamond grains.

Для определения производительности процесса алмазного шлифования по упругой схеме необходимо знать скорость погружения W рабочей поверхности круга (РПК) в поверхность образца. Скорость погружения зависит от силы поджима рабочей поверхности круга к образцу P_n , которая, с целью обеспечения качественной обработки, определяется по температуре начала фазово-структурных преобразований.

Сила поджима РПК к образцу уравнивается составляющей силой резания P_r , которая зависит от параметров среза, определяемых режимами обработки, и физико-механических свойств обрабатываемого материала. Как установлено нами, если подача на врезание меньше высоты неровностей обрабатываемой поверхности то толщина среза, в основном, определяется высотой неровностей R_z , которая связана с толщиной среза соотношением $R_z = k t_{\phi}$, где k – коэффициент, учитывающий наличие исходной шероховатости на поверхности образца ($1 \leq k \leq 2$).

Для расчета суммарной длины участков РПК, обеспечивающих удаление припуска толщиной ΔR , рабочую поверхность круга представляем в виде бесконечной ленты (рис. 1). Разбиваем её по длине в направлении вектора скорости резания на равные участки величиной l .

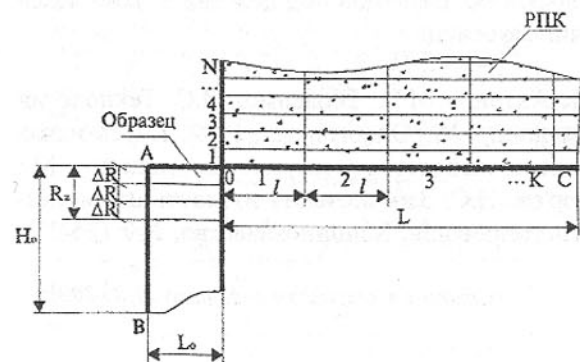


Рис. 1. Исходное положение рабочей поверхности круга относительно поверхности образца

Образец по высоте и рабочую поверхность ленты вглубь алмазосносного слоя разбиваем на интервалы величиной ΔR .

Длина участка L , необходимая для снятия припуска величиной ΔR , рассчитывается по параметру R_z путем определения суммарной ширины

срезов, оставленных зернами в исследуемом сечении АВ. Для этого последовательно определяем ширины срезов при прохождении участками 1,2,3... РПК сечения АВ и суммируем их до выполнения условия полного перекрытия срезов. Начиная со второго участка суммарную ширину определяем с учетом вероятности поперечного перекрытия срезов. Полное перекрытие срезов происходит при условии

$$\sum_{i=1}^{z_c} b_i = B_0 \cdot 10^3 \text{ мкм},$$

где B_0 – базовая длина участка обработанной поверхности на которой рассчитываются параметры шероховатости;

b_i – ширина среза единичным зерном;

z_c – количество зерен, участвующих в формировании рельефа.

Рассмотрим методику определения суммарной ширины срезов при перемещении участка 1 рабочей поверхности инструмента по поверхности образца (рис. 2, а, б) если величина заглубления равна R_z , величина интервала ΔR , длина участка рабочей поверхности – l .

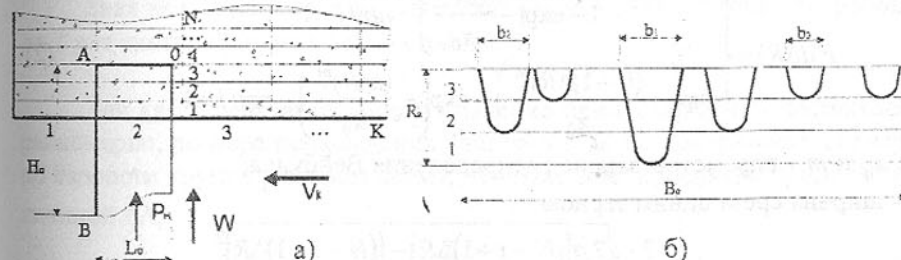


Рис. 2. Формирование единичных срезов при прохождении по поверхности образца участка 1 рабочей поверхности инструмента (а – взаимное положение образца и инструмента после обработки сечения АВ; б – схема образования срезов при прохождении участка 1 рабочей поверхности инструмента)

Определим количество интервалов расчета на глубине R_z

$$N = \frac{R_{\max}}{\Delta R}$$

Вероятное количество режущих зерен вершина которых попала в i -й интервал, определим через количество зерен на поверхности круга и функцию распределения разновысотности

$$z_{pi} = \frac{B_0 \cdot l_j}{(S_{z,n})^2} \cdot F(i\Delta R),$$

где B_0 – базовая длина поверхности образца, на которой определяется перекрытие срезов;

l_j - длина j -го участка рабочей поверхности круга;

$S_{3,n}$ - расстояние между зернами на поверхности круга;

$F(i\Delta R)$ - вероятность попадания вершины зерна в i -й интервал.

Суммарная ширина срезов на поверхности образца определяется выражением

$$b_{cj} = \frac{B_0 l}{S_{3,n}^2} \cdot \sum_{i=1}^N F(i\Delta R) \cdot b((N-i+1)\Delta R), \quad (1)$$

где i - номер интервала, в который попала вершина зерна при прохождении рабочей поверхности инструмента по поверхности образца, $i=1,2,3,\dots,N$.

Величины, входящие в формулу (1) рассчитываются по следующим зависимостям:

- вероятность попадания вершины зерна в i -й интервал определяется с использованием функции распределения разноразмерности зерен на поверхности неподвижного круга, которая описывается законом Вейбулла

$$F(i\Delta R) = \begin{cases} 1 - \exp\left(-\frac{\Delta R^m}{x_0}\right) & \text{при } i=1 \\ \exp\left(-\frac{((i-1)\Delta R)^m}{x_0}\right) - \exp\left(-\frac{(i\Delta R)^m}{x_0}\right) & \text{при } i>1 \end{cases}, \quad (2)$$

где x_0 и m - параметры закона распределения Вейбулла;

- ширина среза одним зерном

$$b_{[(N-i+1)\Delta R]} = \begin{cases} 2 \cdot \sqrt{2\rho[(N-i+1)\Delta R] - [(N-i+1)\Delta R]^2} & \text{если } [(N-i+1)\Delta R] < a'_z; \\ 2 \cdot \left(\sqrt{2\rho a'_z - a_z'^2} + ((N-i+1)\Delta R - a'_z) \cdot \operatorname{tg} \frac{\varepsilon_m}{2} \right) & \text{если } [(N-i+1)\Delta R] > a'_z; \end{cases} \quad (3)$$

где a'_z - расстояние от вершины зерна до точки сопряжения окружности радиусом ρ с прямой, мкм;

ρ - радиус округления вершины режущего выступа, мкм;

ε_m - угол профиля режущих выступов зерен, град.

Расстояние от вершины режущего выступа до точки сопряжения окружности с образующей конической части модели режущего выступа зерна определим по формуле

$$a'_z = \rho \cdot \left(1 - \sin \frac{\varepsilon_m}{2} \right).$$

Суммарная ширина срезов с учетом вероятности их перекрытия на поверхности образца

$$b_{cj} = b_{c1} \cdot \left(1 + \sum_{j=2}^K E_{j-1} \right), \quad (4)$$

где j - номера участков РПК; $j=1,2,\dots,K$;

K - номер участка РПК на котором происходит полное перекрытие срезов.

$$E_j - \text{вероятность перекрытия срезов на } j \text{ участке } E_j = 1 - \frac{b_{cj}}{B_0}.$$

После подстановки (2-4) в (1) получим

$$b_{cj} = \begin{cases} \frac{B_0 l}{S_{3,n}^2} \cdot \sum_{i=1}^N F(i\Delta R) \cdot b((N-i+1)\Delta R), & \text{при } j=1; \\ \frac{B_0 l}{S_{3,n}^2} \cdot \sum_{i=1}^N F(i\Delta R) \cdot b((N-i+1)\Delta R) \cdot \left(1 + \sum_{j=1}^{K-1} E_{j-1} \right), & \text{при } j \geq 2. \end{cases} \quad (5)$$

Зная значение K можем определить длину РПК, которая потребовалась для снятия припуска величиной ΔR

$$L = K \cdot l \quad (6)$$

Так как в действительности удаление припуска ΔR осуществлялось равномерно, по мере прохождения участков РПК по поверхности образца, по скорости круга V_k найдем время, необходимое для снятия припуска величиной ΔR ,

$$t = \frac{L}{V_k \cdot 10^3}. \quad (7)$$

Скорость погружения РПК в поверхность образца будет равна

$$W = \frac{\Delta R \cdot 10^{-3} \cdot 60}{t}, \text{ мм/мин.} \quad (8)$$

С помощью описанной методики, для реализации которой на ПЭВМ разработана программа, было исследовано влияние времени работы круга на скорость погружения РПК в поверхность образца при условии отсутствия засаливания микронеровностей контактной площадки зерна. Расчет выполняли для следующих исходных данных: размеры образца $B \times H$ - 5мм $\times$ 14мм, материал образца сталь Р6М5Ф3, круг 1А1 250 $\times$ 15 $\times$ 75 из алмазов АС6 зернистостью 100/80, на связке М2-01 100% концентрации. Радиус округления вершины режущего выступа $\rho_{100/80} = 6.69$ мкм, угол профиля $\varepsilon_{100/80} = 91^\circ$, $S_{3,n} = 0.2982$ мм; $m = 2.23$; $x_0 = 2946$. Режим обработки: скорость круга $V_k = 35$ м/с, $P_k = 72$ Н.

Изменение скорости погружения с учетом засаливания микронеровностей исследовали экспериментально.

Теоретически рассчитанные и экспериментально полученную зависимости аппроксимировали функцией вида $W = W_{уст} + \Delta W \cdot e^{\alpha t}$ (табл. 1, рис. 3.)

Таблица 1 – Параметры функции, учитывающей влияние времени работы круга на скорость погружения РПК в обрабатываемый образец

Способ определения скорости погружения РПК		Параметры функции $W = W_{уст} + \Delta W \cdot e^{\alpha t}$		
		$W_{уст}$	ΔW	α
Экспериментальный.		0,08	34,52	-4,7032
Рассчитанные по методике при соотношении $R_z/t_{фср}$	$K=1$	14	11,95	-0,0483
	$K=1,1$	14,96	19,5	-0,0259
	$K=1,2$	24,8	24,35	-0,0449

Как видно из приведенных графиков определенные экспериментально и аналитически величины скорости погружения совпадают лишь в начальный момент обработки при значении коэффициента $k = 1,1$.

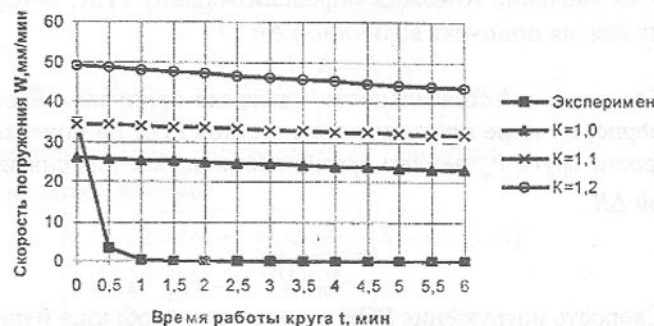


Рис. 3. Влияние времени работы круга на скорость погружения РПК в обрабатываемый образец из стали Р6М5Ф3

Выводы:

- предложена методика аналитического расчета скорости погружения в случае отсутствия засаливания микронеровностей контактных площадок зерен;
- наилучшее совпадение расчета и экспериментальных результатов наблюдается при отношении $R_z = 1,1 \cdot t_{фср}$, которое и должно использоваться при аналитическом расчете скорости погружения РПК в образец;
- при расчете количества сошлифованного материала необходимо использовать функцию $W = f(t)$ найденную по экспериментальным данным.

Статья поступила в редакцию 18.05.2001г.

СПЕЦОСНАЩЕНИЕ И ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ЗУБЬЕВ ЗАКАЛЕННЫХ КОЛЕС.

Гузенко В.С., Шаповалов В.Ф., Иванов С.А.
(ДГМА, КМПИ «Сателлит», АО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

It is describing the machining of teeth of large module hardened gears by way application the special unmodule gear cutters with ceramic inserts. This process allows decreasing the machining time for the machining gears and improves the quality of teeth surface.

В связи с тем, что тяжелые отечественные зубофрезерные станки, изготовленные АО «Коломенский ЗТС» (г. Коломна), по жесткости не предназначены для работы методом обкатки твердосплавными инструментами, а также из-за сложности инструмента и сравнительно невысокой стойкости используемых твердых сплавов, производственный опыт ряда заводов показал, что точность чистовой обработки крупномодульных $m > 12$ мм закаленных HRC₃ 50-55 колес червячными твердосплавными фрезами по нормам плавности и контакта не превышает 9 - 10-й степеней точности по ГОСТ 1643-81.

Поэтому для чистовой зубообработки колес крупного модуля предложен метод прерывистого обката с использованием дисковых немодульных фрез (размеры фрез не зависят от модуля), оснащенных керамическими пластинами, и специальных фрезерных суппортов [1,2].

Метод прерывистого обката используется на зубострогальных и зубошлифовальных станках и обладает тем преимуществом, что в момент рабочего хода инструмента заготовка колеса совершает незначительный поворот, т.е. обработка протекает, по сравнению с методом обкатки, в более жестких условиях.

Кроме того, при этом методе частота вращения инструмента не связана кинематически с частотой вращения заготовки, что позволяет использовать в качестве режущих материалов керамику и сверхтвердые материалы, т.е. увеличить скорость резания в 3-4 раза (до 5-8 м/сек) и обеспечить повышение производительности обработки при высоком качестве обработанной поверхности зубьев. Увеличивается в 6-7 раз, по сравнению с обработкой червячной фрезой, количество резов, профилирующих эвольвентную поверхность зубьев, что обеспечивает высокую точность их обработки и низкую шероховатость.

Реализация новой технологии зубообработки закаленных колес может осуществляться как с помощью несложных по конструкции фрезерных суппортов, устанавливаемых на зубострогальных станках фирмы «MAAG»

(Швейцария), так и путем модернизации тяжелых зубофрезерных станков отечественного производства.

На зубострогальных станках взамен суппорта, несущего гребенку, устанавливается спецсуппорт, состоящий из основания, электродвигателя, шпинделя и дисковой фрезы с керамическими пластинами.

АО «Коломенский ЗТС» разработал техническую документацию и освоил производство специальных фрезерных суппортов к серийным вертикально – зубофрезерным станкам мод. 5А342 и мод. 5343 [2,3,4].

На рис. 1 показана принципиальная конструкция спецсуппорта к станку мод.5А342 [3].

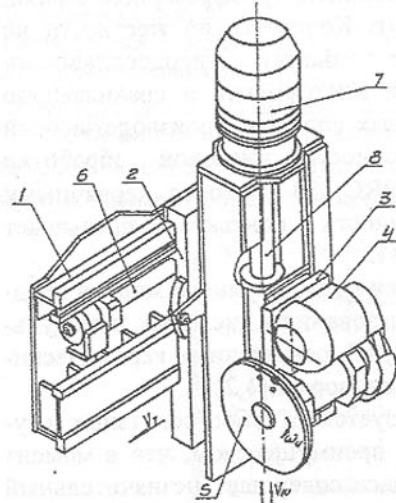


Рис.1. Спецсуппорт для нарезания зубьев зубчатых колес к зубофрезерному станку мод.5А342

являются (рис.2) наличие двух шпинделей 1 и 2, расположенных по отношению к основанию 3 под углом $\alpha_{ш}=20^\circ$, и увеличенная длина направляющих траверсы 4, позволяющая обрабатывать зубчатые колеса с длиной зуба до $b=1500$ мм.

Каждая из двух дисковых фрез 5 и 6 имеет индивидуальный привод 7 и 8, а расстояние l_0 между ними регулируется с помощью установочных винтов 9 и 10.

Суппорт позволяет обрабатывать закаленные зубчатые колеса с модулем зубьев до $m=50$ мм, углом наклона зубьев до $\beta=15^\circ$ и наружным диаметром до $D_a=3000$ мм.

Суппорт состоит из основания 1, присоединяемого к колонне станка, поперечной траверсы 2, на которой размещена инструментальная каретка 3 с индивидуальным приводом 4 дисковой фрезы 5.

Тангенциальное перемещение V_m траверсы 2 осуществляется с помощью ходового винта 6, а возвратно-поступательные перемещения вверх-вниз $V_{ин}$ каретки 3 с инструментом осуществляется с помощью высокомоментного электродвигателя 7 и шарикопинтовой пары 8.

Суппорт позволяет обрабатывать закаленные зубчатые колеса с модулем зубьев $m=14-36$ мм; наружным диаметром $D_a=1500$ мм, длиной зуба 500 мм, углом наклона зубьев $\beta=15^\circ$.

Отличительными особенностями спецсуппорта к станку мод. 5343 [4]

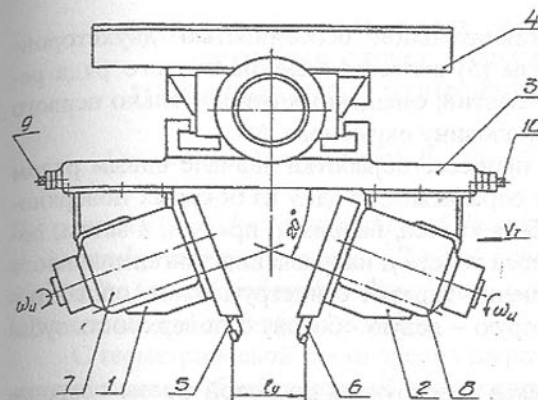


Рис.2. Спецсуппорт к зубофрезерному станку мод.5343

того сделаны 24 паза. В пазы вставлены керамические режущие пластины 2 (форма 03131 по ГОСТ 25003-81, материал ВСК-71 по ГОСТ 26630-85), которые закрепляются в корпусе посредством прижимов 3 и винтов 4. Кольцо 5, служащее для базирования режущих пластин, крепится к корпусу 1 винтами 6.

Для обработки правой или левой боковой поверхности зубьев устанавливают и закрепляют в спецсуппорте, соответственно, правую или левую фрезу.

Фреза крепится к шпинделю спецсуппорта четырьмя винтами М12. Крутящий момент от шпинделя к фрезе передается двумя торцевыми шпонками.

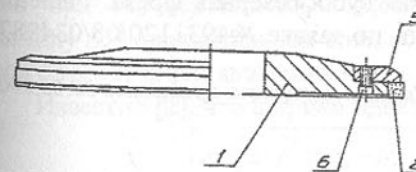
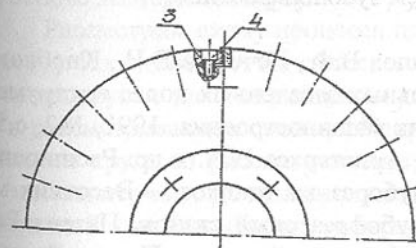


Рис.3. Дисковая фреза одностороннего резания

Используемые на спецсуппортах дисковые фрезы обрабатывают только боковые поверхности зубьев закаленных колес, поэтому черновое нарезание зубьев осуществляется до термообработки специальными червячными, дисковыми или пальцевыми модульными фрезами с «протуберанцем».

Дисковая фреза одностороннего резания (рис.3) состоит из корпуса 1, на периферийной поверхности ко-

После обработки левой боковой поверхности всех зубьев колеса левая дисковая фреза на спецсуппорте [3] меняется на правую. Изменяется направление вращения колеса и ход фрезы на обратные и производится обработка другой стороны зубьев колеса.

Для устранения переустановки дисковых фрез на спецсуппорте [3] разработана конструкция дисковой фрезы двухстороннего резания (рис.4), позволяющая вести обработку правой и левой боковых поверхностей зубьев.

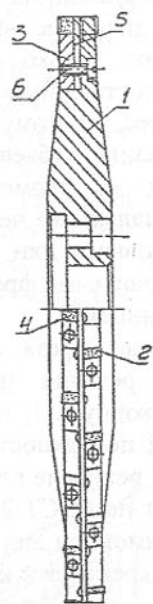


Рис.4. Дисковая фреза двухстороннего резания

Отличительной особенностью двухсторонней фрезы [5] является наличие второго ряда режущих пластин, смещенных относительно первого ряда на половину окружного шага.

В процессе обработки вначале одним рядом пластин обрабатывают одну из боковых поверхностей зубьев колеса, например правую, а затем, после реверса колеса и направления тангенциального перемещения каретки с инструментом, обрабатывают вторую – левую – боковую поверхность зубьев.

Такая конструкция дисковой фрезы позволяет сократить номенклатуру зуборезного инструмента и сэкономить вспомогательное время на переустановку.

Лабораторные и производственные исследования показали, что новая технология позволяет повысить точность обработки закаленных колес на 2-3 степени по сравнению с обработкой твердосплавными червячными фрезами, а по точности сравниться с зубошлифованием при более высоком качестве обработанной поверхности зубьев. При этом технологический процесс в 5-6 раз более производительен, чем зубошлифование.

Список литературы: 1. Шаповалов В.Ф., Печеный В.И., Кноблах и др. Лезвийная обработка крупномодульных закаленных колес инструментом, оснащенным керамикой – Вестник машиностроения. 1991, №2, с.51-53. 2. Шаповалов В.Ф., Печеный В.И., Аристархов Н.И. и др. Расширение технических возможностей тяжелых зуборезных станков. – Вестник машиностроения. 1994, №6, с.30-31. 3. Зубофрезерный станок. Патент Российской Федерации №2082567. 4. Зубофрезерный станок. Патент Российской Федерации №2064376. 5. Сборная зубофрезерная фреза. Решение о выдаче патента Российской Федерации по заявке №4931120/08/034987 от 23.04.91г.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ СРЕЗА, ОБРАЗУЮЩЕГОСЯ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ КЕРАМИКИ

Гусев В.В., Молчанов А.Д. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The parameters of the cross-section of the edge formed, generatrix are defined at diamond grinding of ceramics. The link between the area of the cross-section of the edge formed and probability of fragile destruction of a surface of ceramics is established at diamond grinding.

С геометрической точки зрения шероховатость создается вследствие копирования на обрабатываемой поверхности траектории движения алмазных зерен, которые оставляют в обрабатываемом материале следы – срезы, соответствующие, в той или иной степени, их разновысотности, размерам и форме [1]. Пластические деформации при обработке металлов и упругие деформации при обработке хрупких материалов, происходящие в процессе резания, будут вносить свои коррективы при формировании микрорельефа. Исходя из этих соображений, можно констатировать тот факт, что единственный поперечный срез, полученный в результате силового взаимодействия алмазного зерна и поверхностного слоя керамики, будет отличаться от идеальной формы, которая имела бы место при полном геометрическом контакте. В то же время известно, что степень влияния пластических деформаций и хрупкого разрушения на форму единичного среза не поддается точному аналитическому прогнозированию и может быть найдена только на основе эксперимента [2].

Рассмотрим схему процесса плоского шлифования периферией круга (рис. 1). Координата А на этой схеме является начальной точкой контактирования круга с рассматриваемым сечением и характеризует врезание круга в рассматриваемое сечение. Координата В характеризует выход шлифовального круга из рассматриваемого сечения. Выделим объем обрабатываемого материала равный произведению глубины резания t на длину зоны контакта Z и на базовую длину параметров шероховатости l_6 .

Разделим выделенный объем на вертикальные и горизонтальные слои, причем, вертикальные слои равноотстоящие друг от друга на величину Δ . Горизонтальные слои образуются пересечением вертикальных слоев с траекторией движения круга.

Известно [2], что ширина идеального среза равна:

$$B_{l_{n,m}} = \begin{cases} 2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot tr_{n,m} - tr_{n,m}^2}, & tr_{n,m} \leq az \\ 2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot az - az^2} + (tr_{n,m} - az) \cdot tg \frac{\varepsilon}{2}, & tr_{n,m} > az \end{cases}$$

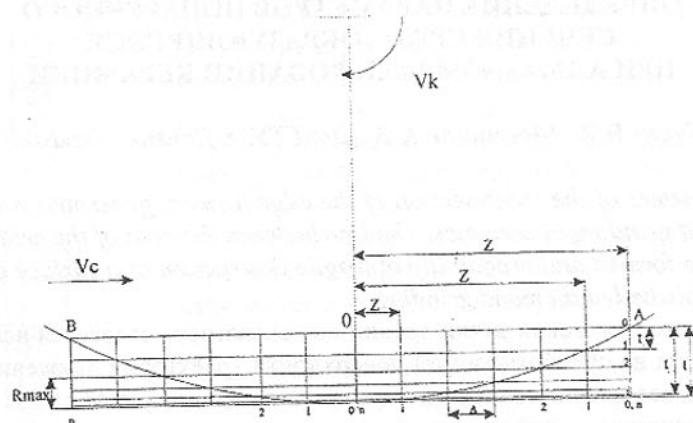


Рис. 1. Схема процесса плоского шлифования периферией круга

где ρ - радиус округления вершины;

$tr_{n,m}$ - фактическая глубина внедрения зерен;

az - толщина среза определяющая границу перехода между трапециевидными и сегментообразными участками профиля зерна;

ε - угол заострения вершины зерна.

Ширина среза, оставленного алмазным зерном в керамике:

$$B_{n,m} = B_{1,n,m} + 2 \cdot ak \cdot F(tr_{n,m}) = B_{1,n,m} + (a \cdot \omega(tr_{n,m})^c - B_{1,n,m}) \cdot F(tr_{n,m}),$$

где a и c - коэффициенты уравнения регрессии;

$\omega(tr_{n,m})$ - удельная производительность;

$F(tr_{n,m})$ - вероятность появления очага разрушения на этой глубине.

Суммарную ширину поперечного сечения среза $BK_{n,m}$ определим как сумму произведения количества активных режущих зерен $Nl_{n,m}$ на ширину единичного сечения среза с учетом вероятности их перекрытия и суммарной ширины поперечного среза в предшествующем слое.

$$BK_{n,m} = \begin{cases} Nl_{n,m} \cdot B_{n,m} \cdot \left(1 - \frac{BK_{n,m-1}}{l_0}\right) + BK_{n,m-1}, & BK_{n,m-1} < l_0 \cdot 0,995 \\ l_0, & BK_{n,m-1} \geq l_0 \cdot 0,995 \end{cases}$$

где l_0 - базовая длина, на которой производится измерение параметров шероховатости.

Площадь единичного сечения среза может быть определена

$$F_{n,m} = \begin{cases} (Baz \cdot (tr_{n,m} - az) + Faz) + \frac{(tr_{n,m} - az)^2}{\tan\left(\frac{\pi - \varepsilon}{2}\right)}, & tr_{n,m} > az \\ \frac{\rho^2}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \alpha_{n,m}}{180} - \sin(\alpha_{n,m})\right), & tr_{n,m} \leq az \end{cases}$$

где Baz и Faz - соответственно, ширина среза и площадь идеального среза на глубине az

Суммарная площадь поперечного сечения среза FSS , с учетом вероятности перекрытия

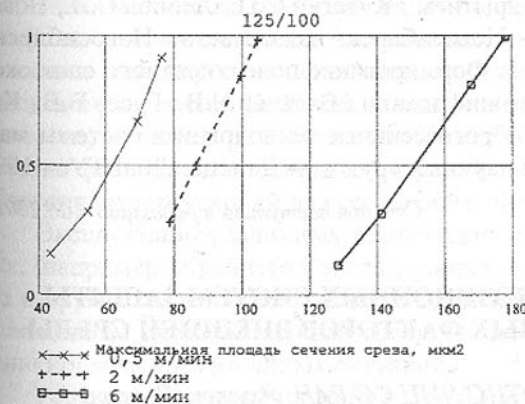
$$FS_{n,m} = Nl_{n,m} \cdot (F_{n,m} - F_{n+1,m}) \cdot \left(1 - \frac{BK_{n,m-1}}{l_0}\right) + FS_{n,m-1};$$

$$FSS_{n,m} = \begin{cases} FS_{n,m}, & FS_{n,m} < l_0 \cdot (tr_{n,m} - tr_{n+1,m}) \\ l_0 \cdot (tr_{n,m} - tr_{n+1,m}), & FS_{n,m} \geq l_0 \cdot (tr_{n,m} - tr_{n+1,m}) \end{cases}$$

Площадь сечения среза приходящаяся на одно зерно s , в шероховатом слое

$$FZ_s = \frac{\sum_{k=t}^s FSS_{k,i}}{\sum_{j=k}^i Nl_{j,1}}, \text{ при } s = t, t+1..i,$$

Вероятность появления очага разрушения



где t - номер интервала, в котором происходит перекрытие поперечных сечений среза.

Максимальную площадь поперечного сечения среза FZ_{max} будет иметь то зерно, которое имеет максимальную глубину внедрения

$$FZ_{\text{max}} = FZ_i.$$

Проведенные ранее экспериментальные исследования [3] позволили установить вероятностные характеристики хрупкого разрушения поверхности керамики при алмазном шлифовании. Анализируя

полученные результаты можно прийти к следующим выводам. Увеличение максимальной площади сечения среза приходящейся на одно зерно ведет к прямопропорциональному возрастанию вероятности хрупкого разрушения. Данное обстоятельство может быть объяснено тем, что с увеличением площади сечения среза возрастает и сила резания при шлифовании. Это, в свою очередь, ведет удалению припуска керамики во время шлифования межзеренными блоками. Чем больше площадь сечения среза приходящаяся на одно зерно, тем больше искажения в формирующемся микрорельефе керамической заготовки. В то же время, это обстоятельство способствует развитию трещин в формирующемся поверхностном слое керамики. Возникающие трещины распространяются как в вертикальном направлении, внося погрешность в шероховатый слой и снижая прочность изделия, так и в горизонтальном направлении способствуя межзеренному отрыву. Перераспределение припуска между большим количеством активных режущих зерен благоприятно сказывается на формировании шероховатого слоя и ведет к уменьшению параметров шероховатости.

Список литературы: 1. Матюха П.Г. Теоретические и экспериментальные исследования кинематики процесса и рельефа круга при алмазном шлифовании. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.03.01. – Москва: МВТУ им. Баумана, 1980. – 23с. 2. Технологическое обеспечение качества изготовления деталей с износостойким покрытием / Кулагин С.П., Леонов С.Л., Новоселов Ю.К., Татаркин Е.Ю. – Новосибирск: издательство Новосибирского университета, 1993. – 205с. 3. Формирование поверхностного слоя оксидной керамики при алмазном шлифовании / Вяльцев Н.В., Гусев В.В., Киселева И.В., Молчанов А.Д. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Межд. сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ. – 1999. – Вып.8. – С.40-44.

Статья поступила в редакцию 4.06.2001г.

СОЗДАНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ ОТ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ФАКТОРОВ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

Гусев Е.Л. (ОИФТПС ЯНЦ СО РАН, Якутск, Россия)

The problem of developing the effective composite systems of protection from the extreme environmental factors is investigated. The methods of optimum design of the structure of composite systems of protection are developed and their limiting possibilities for attaining the given set of properties are studied.

В настоящее время значительное внимание уделяется разработке

эффективных композиционных систем защиты от воздействия экстремальных факторов внешней среды. Требуется так подобрать структуру композиционной конструкции, чтобы качественные показатели ее функционирования в определенных условиях были близки к требуемым. Композиционные системы (материалы, конструкции, покрытия) являются неотъемлемой частью различных технических устройств, обеспечивающие наиболее эффективные условия их функционирования. Композиционные системы представляют собой, как правило, конструктивные элементы различного профиля (плоские, цилиндрические, сферические и т.п.) представляющие собой комбинацию разнородных материалов определенным образом сочлененных друг с другом. Структура данных композиционных систем подбирается таким образом, чтобы в максимальной степени обеспечить требуемые качественные показатели функционирования технического устройства. То есть необходимо таким образом подобрать структуру композиционной системы, чтобы она обладала свойствами, наиболее близкими к заранее заданным. Задачи, связанные с оптимальным проектированием композиционных систем с заданным комплексом свойств, возникают в разнообразных областях. Это и задачи направленного преобразования спектра, взаимодействующего с неоднородной конструкцией волнового процесса (например, задачи гашения), либо задачи, связанные с разработкой композиционных систем защиты от влияния экстремальных неблагоприятных факторов внешней среды и др.

Значительные по размерам территории, такие как территория Крайнего Севера, характеризуются экстремальными природно-климатическими, сложными инженерно-геологическими, гидрологическими и гидрогеологическими условиями. Действие каждого из экстремальных факторов в отдельности, а также в различных комбинациях может приводить к возникновению различных аварийных ситуаций, возникновению экологически неблагоприятных условий для среды обитания.

Эксплуатация различных технических систем в экстремальных условиях, (например, Крайнего Севера), таких как системы транспорта нефти и газа и других систем приводит ко многим экологически неблагоприятным последствиям для окружающей среды, а также потенциальной опасности возникновения чрезвычайных ситуаций.

Решение вышеперечисленных проблем также в значительной степени связано с разработкой и применением композиционных систем защиты. Структура данных композиционных систем подбирается таким образом, чтобы в максимальной степени устранить воздействие неблагоприятных факторов. Взаимодействие композиционной системы с окружающей средой может быть описано достаточно адекватными математическими моделями. В соответствии с этим возникает проблема разработки математиче-

ских методов оптимального проектирования структуры композиционных систем со свойствами наиболее близкими к требуемым.

Как правило, сложные технические устройства функционируют в различных волновых полях. При этом одним из важных назначений композиционных систем, входящих в состав технических устройств, является преобразование в заданном направлении энергетических характеристик волнового процесса, взаимодействующего с данным устройством. В этом случае композиционная система выполняет роль волнового преобразователя. При этом разработка методов оптимального проектирования может быть осуществлена в различных аспектах. В случае акустических волн это могут быть задачи, связанные с разработкой эффективных звуко- и виброзащитных систем; в случае упругих волн — это могут быть задачи, связанные с оптимальным демпфированием энергии упругих колебаний. В случае температурных волн возникают важные задачи создания композиционных конструкций, композиционных материалов с повышенными теплозащитными свойствами, позволяющих максимально уменьшить резкие перепады температуры крайне нежелательно влияющие на человека, так и на различные технические коммуникации.

В случае электромагнитных волн это могут быть задачи создания защитных конструкций от вредного воздействия электромагнитных полей (например, СВЧ). Кроме этого, для случая электромагнитных волн возникает целый комплекс задач, связанных с направленным преобразованием энергетического спектра электромагнитных волн (задачи создания систем с низким отражением от поверхности, задачи создания систем с высоким отражением от поверхности, задачи создания отрезающих фильтров, узкополосных фильтров и т.п.).

Наиболее общим подходом к решению проблемы оптимального проектирования неоднородных конструкций с требуемым комплексом свойств является вариационный. При этом варьируемыми параметрами являются параметры, определяющие структуру неоднородной конструкции. При этом, структура композиционной системы характеризуется целым набором существенно разнородных параметров, как непрерывных, так и дискретных, которые связаны между собой специфическими связями. В соответствии с этим в вариационной постановке задачи оптимального проектирования композиционных систем защиты с заданным комплексом свойств приводят к сложным задачам оптимального управления составными системами комбинаторного типа, для решения которых в настоящее время отсутствуют эффективные методы.

Изменяя направленным образом структуру композиционной конструкции можно в широких пределах управлять возможностями композиционных конструкций. Направленный подбор структуры композиционной

конструкции на основе физического эксперимента является ограниченным и не позволяет судить о предельных возможностях проектируемых структур. Поэтому единственным путем является замена физического эксперимента компьютерным моделированием на основе построения математических моделей функционирования композиционных конструкций.

Отсутствие эффективных методов исследования предельных возможностей композиционных конструкций, с одной стороны препятствует эффективному исследованию предельных возможностей композиционных структур, функционирующих в различных областях физики и техники, а с другой стороны, препятствует расширению областей эффективного применения композиционных структур. В соответствии с этим возникает важная проблема разработки эффективных методов оптимального проектирования неоднородных структур с заданным комплексом свойств.

Разрабатываемый подход связан с выделением перспективных областей поиска на основе качественного анализа математических моделей, описывающих функционирование композиционных конструкций. Данный анализ осуществляется с целью выделения структуры априорной информации об оптимальном решении и использовании специфики этой структуры при поиске оптимального решения, причем ищется такая априорная информация о качественных закономерностях структуры оптимального решения, которая позволила бы выделить узкие перспективные области, содержащие совокупность глобально-оптимальных решений. Предполагается, что специфические особенности поведения критерия качества в областях, содержащих глобально-оптимальные решения, дают возможность организовать вычислительный эксперимент для выделения таких областей. Основа, на которой строятся методы данной группы: от характеристик малых окрестностей локально-оптимальных решений мы переходим к характеристике областей, содержащих глобально-оптимальные решения.

Данные методы позволяют выделить перспективные области в которых в первую очередь необходимо искать решения. В результате качественного анализа апостериорной информации, полученной в результате ВЭ, накопления вычислительного опыта решения задач рассматриваемого класса можно направленно совершенствовать методику поиска перспективных областей в сторону повышения ее эффективности [1-9].

Рассмотрим применение данной методики для проектирования эффективных композиционных систем тепловой защиты. Будем рассматривать общий случай неперiodического температурного воздействия. Тогда оно может быть представлено в виде интеграла Фурье:

$$T_0(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} F(\omega) \exp(i\omega t) d\omega$$

где $F(\omega)$ — спектральная плотность. Тогда температура T_s в системе слоев также допускает представление в виде интеграла Фурье

$$T_s(z, t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} f_s(z, \omega) \exp(i\omega t) d\omega, s = 1, \dots, N$$

(ось z направлена вглубь конструкции перпендикулярно слоям). Требуется сконструировать композиционную конструкцию, структура которой обеспечивает максимальное гашение неперiodического теплового воздействия в диапазоне частот $[\omega_{\min}, \omega_{\max}]$, т.е. требуется минимизировать критерий

$$J = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \tau(\omega) |f_N(l, \omega)|^2 d\omega$$

где $\tau(\omega)$ ($0 \leq \tau \leq 1$) весовая функция, l — толщина конструкции.

Пусть допустимый набор состоит из двух материалов с теплофизическими параметрами

$$\lambda^1 = 0,029 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \alpha^1 = 49,65 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\lambda^2 = 0,151 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \alpha^2 = 6,56 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$$

(λ — коэффициент теплопроводности, α — коэффициент температуропроводности).

Общая толщина конструкции $l = 160$ мм, коэффициенты теплообмена на наружной и внутренней поверхностях равны соответственно $\alpha_n = 25,29 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \alpha_g = 7,56 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Требуется спроектировать термостабилизирующую конструкцию, реализующую предельные возможности по гашению неперiodического нестационарного теплового воздействия в диапазоне периодов от $T_{\min} = 24$ часа до $T_{\max} = 72$ часа.

Применим для решения этой задачи описанный выше подход. Параметры термостабилизирующей конструкции, реализующей предельные возможности по гашению теплового воздействия следующие. Толщины слоев равны (мм) $\Delta_1^* = 33, \Delta_2^* = 33, \Delta_3^* = 23, \Delta_4^* = 39, \Delta_5^* = 32$. Нечетные слои составлены из материала с минимальным коэффициентом теплопроводности, четные слои — из материала с максимальным коэффициентом теплопроводности.

Список литературы: 1. Gusev E.L. Mathematical methods of investigation limit possibilities of interference coatings for the reaching of the given complex of properties // Optical Interference Coatings, vol.9, OSA, Technical Digest Series 9 Optical Society of America, 1998, p.286-287. 2. Гусев Е.Л. Качественные закономерности структуры оптимальных решений в задачах оптимального синтеза многослойных конструкций при воздействии упругих

волн // Доклады РАН, 1998, т. 368, № 1, с.53-56. 3. Гусев Е.Л. Качественные закономерности взаимосвязи параметров в слоистых структурах, реализующих предельные возможности // Акустический журнал, 1999, т.45, № 4 с. 502-506. 4. Gusev E.L.. Qualitative properties of optimal design of nonhomogeneous structures subject to the action of acoustic waves // Mechanics of Solids, 1999, v. 34, N 3, p. 146-149. 5. Bondarev E.A., Budugaeva V.A., Gusev E.L. Synthesis of layered shells from a finite set of viscoelastic materials // Australian Mathematical Society, Ser. B40, 1999, p. 525-534. 6. Optimal synthesis methodology of nonhomogeneous structures under the influence of electromagnetic waves // J. Of Applied Electromagnetics and Mechanics, 1999, N 10, p. 405-416. 7. Гусев Е.Л.. Априорное сужение области поиска в волновых задачах синтеза неоднородных структур // Математическое моделирование, 2000, т.12, № 4, с. 117-127. 8. В.Н. Бакулин, Е.Л. Гусев, В.Г. Марков. Методы оптимального проектирования конструкций из композиционных и традиционных материалов // Математическое моделирование, 2000, т.12, № 5, 28-32. 9. Гусев Е.Л.. Качественные закономерности структуры оптимальных композиционных конструкций при волновых воздействиях // Математическое моделирование, 2000, т.12, № 7, с. 7-10.

Статья поступила в редакцию 7.06.2001г.

РАЗРАБОТКА НОВЫХ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СПОСОБОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Гущин В.М. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

Modern trends of creation of the new methods of the pneumatic transportation of strewing materials are considered on the basis of the synergetic conception. Fields of existence of the main regimes of moving of aeromixtures in the transporting pipeline are grounded, the recommendation about their use are cited.

Энергоёмкость процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов, конструктивные особенности пневмотранспортных установок, их технические параметры и сроки эксплуатации во многом зависят от режимов движения аэросмесей. Современные тенденции создания новых способов пневматического транспортирования базируются на синергетической концепции процессов, протекающих в транспортном трубопроводе [1,2], описании режимов движения аэросмесей и их переходов с использованием методов частичной детерминированности с учетом осцилляционных процессов, имеющих место в материалопроводе при переме-

щениях двухкомпонентных и многокомпонентных гомогенных и гетерогенных сред [3,4].

Области существования основных режимов движения аэросмесей в горизонтальном пневмотранспортном трубопроводе, принимая во внимание результаты ранее выполненных исследований по пневмотранспорту различных сыпучих материалов, представлены в виде диаграммы (рис.1). Здесь: А – сдвиг сыпучего материала сплошной массой, В – пневмотранспорт в полете отдельных частиц во взвешенном состоянии и С – промежуточные режимы движения. Кривые 1-1 и 4-4 показывают границы продукционные режимы движения. Кривые 1'-5'-5 и 2'-2'-3'. Кривая 1'-5'-5 ограничивает пневмотранспорт в псевдооживленном состоянии и переходы – кривую 1'-5'-5 и 2'-2'-3'. Кривая 2-2'-3-3 ограничивает переход сдвига сплошной массой к режиму движения частиц во взвешенном состоянии через промежуточные состояния и переходы.

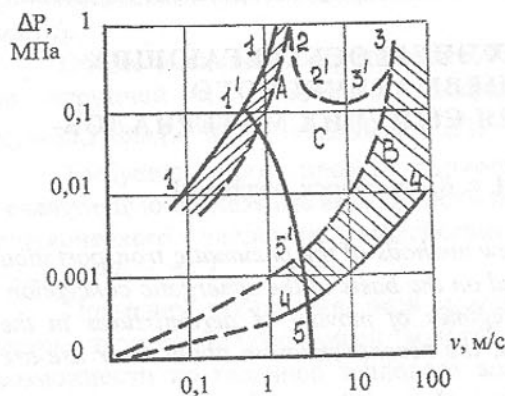


Рис.1. Диаграмма режимов движения аэросмесей и их переходов на горизонтальном участке пневмотранспортного трубопровода

Режимы движения аэросмесей, попадающие в область С, до сих пор было принято считать нестабильными, неустойчивыми, непригодными для пневмотранспорта. Исследователи, попадая в данную область, стремились выйти из неё.

Исследования показали, что массоперенос наиболее эффективен, а энергозатраты минимальны при работе в режимах движения аэросмесей в области С: в волновом и порционном. Рассматриваемые режимы движения аэросмесей отличаются сложностью протекающих процессов, характеризирующихся постоянным переходом ламинарного течения в турбулентное и наоборот по повторяющейся синергетической схеме «порядок ↔ хаос».

Основными факторами, определяющими режимы движения аэросмесей, являются: физико-механические свойства насыпных грузов, величина из-

быточного давления в трубопроводе и скорость движения газоматериального потока.

Основываясь на синергетической концепции, применяя режимы движения аэросмесей из области С, для перемещения сыпучих материалов, обладающих разными физико-механическими свойствами, в ДГМА предложены, теоретически обоснованы, экспериментально исследованы и частично реализованы в виде опытно-промышленных образцов следующие разновидности новых типов пневмотранспортных установок: с поступательным и поступательно-вращательным порционным неуправляемым и управляемым движением аэросмесей; с волновым движением флюидизированного материала; с вращательным вихревым движением хорошо сыпучих материалов; пневмовибрационные установки для перемещения увлажненных и влажных сыпучих материалов (рис. 2).

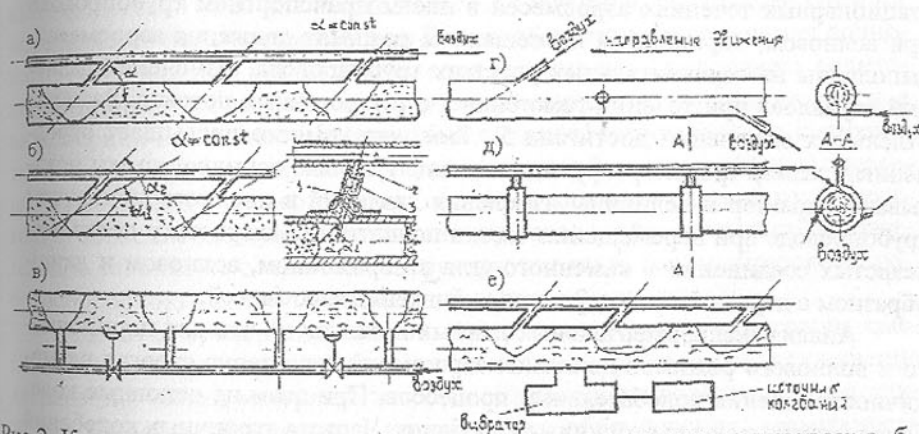


Рис.2. Конструктивные разновидности пневмотранспортных установок: а, б – с неуправляемыми и управляемыми воздухоподводящими патрубками; в – со следящей клапанно-золотниковой системой; г, д – с подводом дополнительного воздушного потока по винтовой линии и через тангенциальные сопла – побудители; е – с дополнительным вибрационным воздействием

Изучение закономерностей истечения сыпучих материалов из выпускных отверстий сосудов различной формы, воздействия на сыпучие материалы воздушных потоков и струй и эффекта вибрации положены в основу разработки новых типов загрузочных устройств. Использование явления сверхтекучести сыпучих материалов позволило разработать ряд загрузочных устройств непрерывного действия, обеспечивающих работу данных пневмотранспортных установок.

Исследование режимов движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе нетрадиционного исполнения на лабораторной модели и

опытно-промышленные испытания установки такого типа [3,4] показали, что при движении аэросмесей в трубопроводе наблюдаются колебательные процессы. Особенностью перемещения аэросмесей в волновом, порционном и смешанном режимах движения является наличие макроскопических движений фаз относительно друг друга, т.е. наличие двухскоростных, а в общем случае и многоскоростных эффектов, как в стационарных, так и переходных процессах. Данная особенность обусловлена, прежде всего, структурой самого порционного или волнового газоматериального потока, воздействием дополнительных воздушных струй, постоянно возбуждающих и поддерживающих во взвешенном состоянии аэросмесь, в процессе общего поступательного движения вдоль транспортного трубопровода. Немаловажную роль при этом играет и различие плотностей несущей среды и несомого компонента. Колебательные процессы, имеющие место при стационарных течениях аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе при волновом, порционном и смешанном режимах движения аэросмесей, выполнены на горизонтальных участках трубопровода. Изменение давлений изучалось при течении гомогенных и гетерогенных потоков. Размеры отдельных включений достигали 5...7мм, что намного превышает осреднённый размер транспортируемых частиц. Типовые осциллограммы показывают характер и величины изменения давлений в пневмотранспортном трубопроводе при перемещении частиц полиэтилена кварцевого песка, железистых соединений и каменного угля в порционном, волновом и дюнообразном с перекачиванием режимах движения аэросмесей.

Анализ экспериментальных данных показывает, что для порционного и волнового режимов движения аэросмесей характерна строгая периодичность течения колебательных процессов. При этом на основные колебания накладываются вторичные колебания. Частота вторичных колебаний на порядок-два превышает частоту основных. Следует предположить, что основные колебания детерминируются общим преодолением сопротивлений движению волн и порций, а вторичные – протекающими внутриволновыми и внутрипорционными процессами. Для дюнообразного режима с перекачиванием отдельных частиц наблюдается сглаженность колебательных процессов. Всплески объясняются случайностью возникновения отдельных волн или порций не характерных для данного режима движения. Для всех трёх рассматриваемых режимов физико-механические свойства транспортируемых сыпучих материалов, влияя на величину основных колебаний, существенным образом не сказываются на общем характере протекающих процессов.

Помимо колебаний, вызванных структурированным движением аэросмесей при порционном или волновом режимах движения, в пневмотранспортном трубопроводе имеют место течения с ударными волнами

сжатия и разрежения. Возникают они в начальный период пуска установки (неустановившийся режим работы пневмотранспортной установки) и в начальный момент восстановления движения нарушенной структуры аэросмесей вследствие внезапного или аварийного падения давления. Главная особенность этих ударных волн в аэросмесях состоит в том, что они имеют осцилляционную структуру, связанную с пульсациями давлений в транспортном трубопроводе вследствие чередования объёмов воздуха и твёрдых компонентов, инерции частиц сыпучего материала, упругости газа, изменения положения частиц сыпучего материала по поперечному сечению трубы, изменения концентрации компонентов и дополнительного энергетического воздействия воздушного потока вдоль трубопровода.

В пневмотранспортном трубопроводе при волновом, порционном и дюнообразном режимах движения аэросмесей выделяются осцилляционные процессы в виде волнового пакета и солитонов, реализация которых определяется параметрами Re и σ . Волновой пакет характерен для волнового и порционного режимов движения аэросмесей. Движущиеся солитоны соответствуют случайному форматированию структуры аэросмеси в виде порции или волны при движении в дюнообразном режиме с перекачиванием частиц по верхней границе движущейся гряды. Малые возмущения давлений и скорости газоматериального потока приводят к существенно большим возмущениям плотности потока, что оказывает положительное влияние на сохранение структуры потока и, таким образом, на работоспособность пневмотранспортной установки в целом.

Высокая производительность, высокая массовая концентрация смеси, невысокий расход энергоносителя, малая энергоёмкость, исключение деградации частиц материала в процессе транспортирования, резкое снижение износа трубопроводов, компактность оборудования, возможность совмещения некоторых технологических процессов с перемещением, использование инертных газов в случае транспортирования дорогостоящих материалов способных взаимодействовать с воздухом, улучшение экологии окружающей среды свидетельствуют о перспективности применения высокоэффективных энергосберегающих пневмотранспортных на обогатительных фабриках горных предприятий.

Список литературы: 1. Хакен Г. Информация и самоорганизация: макроскопический подход к сложным системам: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 320с. 2. Гуцин В.М. Нова концепція та її реалізація в розробках високоефективних засобів пневматичного транспортування сыпучих матеріалів. Машинознавство, 2000, № 2 (32). – С.39-43. 3. Гуцин В.М. Движение аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе // Вестн.нац.техн.ун-та Украины «КПИ». Машиностроение. – Вып.36. – т.1. – К.: 1999. – С.79-86.

4. Гуцин В.М. Режимы движения двухкомпонентной среды в транспортном трубопроводе // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Вип. 12. – Дн-ськ, 1999. – С. 71-76

Статья поступила в редакцию 29.05.2001г.

КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ РАДІАЛЬНО-УПОРНИХ КУЛЬКОВИХ ПІДШИПНИКІВ

Данильченко Ю.М., Петров С.В. (ТДТУ, Тернопіль, Україна)

The analysis of the spindle angular contact ball bearings theoretical researches state and problems is provided. Also own approach towards problems solution is proposed.

Основним завданням при проектуванні верстата є створення працездатної конструкції, в якій значення всіх вихідних параметрів відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Номенклатура і допустимі значення показників, які характеризують працездатність верстата, встановлюють згідно вимог щодо його технічного рівня. При цьому особливе значення мають вихідні параметри верстата, пов'язані з його точністю. Для шпиндельного вузла такими параметрами є точність обертання та зміна положення вісі шпинделя внаслідок збуджень кінематичного, силового, теплового та параметричного характеру [1]. В свою чергу визначальний вплив на формування точності шпиндельного вузла мають підшипники опор шпинделя.

Переважаючим видом опор шпинделів є підшипники кочення. За різними оцінками 90-95% шпиндельних вузлів випускаються саме з підшипниками кочення, спеціально призначеними для цих вузлів (шпиндельними підшипниками). Для прецизійних металорізальних верстатів рекомендовано переважно використовувати підшипники не нижче 2 класу точності, а для шліфувальних шпинделів – класу точності Т. Стосовно майстер-верстатів (клас точності С), то при умові їх комплектації шпиндельними вузлами на опорах кочення мають використовуватись підшипники особливого виконання (умовний клас точності – 1, радіальне биття внутрішнього кільця до 1 мкм). Отже для підвищення точності обертання шпинделів верстатів класу точності А і С необхідно виготовляти підшипники опор за додатковими технічними умовами (умовно – клас точності 1), або відбирати серед підшипників класу точності 2 шляхом спектральної оцінки їх вібраційності [1].

Теоретичним дослідженням прецизійних підшипників кочення, особливо радіально-упорних кулькових підшипників, а також питанням їх вібродіагностики присвячено ряд фундаментальних праць, серед яких особливе місце займають праці В.Ф.Журавлева та В.Б.Бальмонта [2,3]. Отримані цими авторами аналітичні залежності для розрахунку спектрів осевих та радіальних вібраційних збуджень кулькових підшипників широко використовуються як при створенні нових моделей підшипників [3], так і при виготовленні роторних механізмів, зокрема і шпиндельних вузлів металорізальних верстатів [1]. Але спектри вібрацій в одному січенні, особливо в радіальному, не дають уявлення про закон руху підшипника загалом. Очевидно, що для оцінки точності обертання рухомого кільця підшипника, як правило внутрішнього, необхідно мати повну інформацію про форму траєкторії руху вісі цього кільця та її відхилення від номінального положення з врахуванням дії збуджень різного фізичного походження.

Розроблена комплексна математична модель точності шпиндельних радіально-упорних кулькових підшипників базується на основних теоретичних положеннях робіт [2, 3] щодо вибору системи координат для опису геометрії доріжок кочення внутрішнього і зовнішнього кілець підшипника, та “енергетичного” підходу до розрахунку деформованого стану неідеального підшипника. Сутність цього підходу полягає в отриманні потенційної енергії деформованого стану підшипника шляхом сумування потенційних енергій, накопичених при деформуванні всіх тіл кочення (кульок) в контактних групах “тіло кочення – кільця підшипника”. При цьому величина контактної деформації в кожній контактній групі визначається взаємним положенням кілець підшипника. Рівняння рівноваги для фіксованого кута повороту внутрішнього кільця підшипника мають вигляд [2]:

$$P_x - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta x_F} = 0; P_y - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta y_F} = 0; P_z - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta z_F} = 0; M_x - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_F} = 0; M_y - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta_F} = 0,$$

де $\Pi = \sum_{i=1}^z \Pi^i = \frac{2}{5} \cdot K_F \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i/2}$; $\Delta x_F, \Delta y_F, \Delta z_F, \alpha_F, \beta_F$ – складові вектора δ_F

узагальненої похибки положення внутрішнього кільця підшипника відносно початкового (до деформаційного) стану внаслідок дії зовнішнього навантаження; P_x, P_y, P_z, M_x, M_y – складові вектора P узагальненого зусилля, прикладеного до внутрішнього кільця підшипника; K_F – коефіцієнт Г.Герца; z – число контактних груп (кульок) в підшипнику; ω_F^i – сумарна деформація в зоні контакту i -ї кульки з кільцями підшипника.

Основні проблеми розв'язку системи рівнянь рівноваги полягають у встановленні функціональної залежності сумарної деформації ω_F^i від складових вектора узагальненої похибки δ_F . Насамперед це викликано необхід-

ністю врахування (особливо для прецизійних високошвидкісних підшипників) таких факторів:

1. У реальних підшипників значення кутів контакту кульок з кільцями різні навіть в статичі, а на високих частотах обертання ця різниця набуває суттєвих значень.
2. Внаслідок неодноразовості входження в початковий контакт з кільцями, кульки зібраних з попереднім натягом реальних підшипників мають різну ступінь деформування, навіть при відсутності додаткового зовнішнього навантаження на підшипник.

Для врахування цих факторів була розроблена геометрична модель підшипника, названого "приведеним" [4, 5, 6]. Це - підшипник з ідеальною геометрією кілець та тіл кочення, але із взаєморозміщенням кілець, що відповідає просторовому положенню кілець неідеального комбіновано навантаженого підшипника. Основною метою моделі є встановлення зв'язку між взаємним положенням в просторі кілець підшипника та деформівним станом його контактних груп як в статичі, так і при обертанні внутрішнього кільця підшипника.

В загальному випадку, з врахуванням інерційних навантажень, потенційна енергія деформованого стану підшипника в першому наближенні визначатиметься залежністю [6]:

$$P = \sum_{i=1}^z \left(\frac{2}{5} \cdot K_F \cdot \omega_F^{2,5} - \frac{F_H^i \cdot \sin^2 \tau_0}{K_F' \cdot \omega_F^{1,5}} \cdot \frac{(\rho_{10} - r_{30}) \cdot (\rho_{20} - r_{30})}{\rho_{10} + \rho_{20} - 2 \cdot r_{30}} \right),$$

де ρ_{10} і ρ_{20} - радіуси поперечних січень жолобів доріжок кочення зовнішнього і внутрішнього кілець ідеального підшипника; r_{30} - номінальний радіус кульки; τ_0 - номінальний кут контакту підшипника; F_H^i - відцентрова сила, що діє в i -й контактній групі; K_F' - приведений коефіцієнт Г.Герца, що враховує зміну кутів контакту кульки з кільцями при обертанні підшипника.

Узагальнюючи результати теоретичних досліджень, проведених в роботах [4, 5, 6], зв'язок деформівного стану i -ї контактної групи підшипника з просторовим положенням його кілець можна описати залежністю:

$$\omega_F^i = 2\Delta r_{33s}^i - \Delta_k^i = \sin \tau_0 \cdot (\Delta z_s + (H_{20} + \rho_{20}) \cdot (\alpha \cdot \sin \theta_0^i - \beta \cdot \cos \theta_0^i)) + \rightarrow \rightarrow \cos \tau_0 \cdot (\Delta y_s \cdot \sin \theta_0^i + \Delta x_s \cdot \cos \theta_0^i) - \Delta_k^i; \quad \omega_F^i \geq 0,$$

де $2\Delta r_{33s}^i$ - характеристика похибки i -ї контактної групи; $\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s, \alpha, \beta$ - складові вектора δ_s узагальненої похибки положення внутрішнього кільця реального підшипника відносно номінального стану (стану початкового контакту ідеального підшипника) внаслідок похибок виготовлення і монтажу підшипника та дії зовнішнього й інерційного навантаження (в тому числі зусилля попереднього натягу Q_0); H_{20} - радіус по дну жолоба до

ріжки кочення внутрішнього кільця ідеального підшипника; θ_0^i - кутове положення i -ї кульки відносно зовнішнього кільця підшипника; Δ_k^i - узагальнена похибка геометрії реального підшипника в i -й контактній групі [4].

Фактично характеристика похибки i -ї контактної групи $2\Delta r_{33s}^i$ є відхиленням діаметра відповідної кульки "приведеного" підшипника ($d_{33s}^i = 2r_{33s}^i$) від номінального значення ($d_{30} = 2r_{30}$). Ця характеристика складається з двох незалежних частин. Перша частина ($2\Delta r_{33s}^i$) характеризує неідеальність виготовлення та монтажу підшипника в опорі шпиндельного вузла (початковий контакт кульки з кільцями), друга ($2\Delta r_{33s}^i = \omega_F^i$) - загальну деформацію кульки від дії комбінованого навантаження. Відповідно і вектор зміщення $h_s = (\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s)^T$ центру внутрішнього кільця підшипника відносно номінального положення є векторною сумою зміщення $h_{II} = (\Delta x_{II}, \Delta y_{II}, \Delta z_{II})^T$, викликаного похибками виготовлення та монтажу (початкове до деформаційне зміщення), і зміщення $h_F = (\Delta x_F, \Delta y_F, \delta + \Delta z_F)^T$, викликаного дією зовнішнього навантаження (з врахуванням зміщення δ , викликаного зусиллям попереднього осьового натягу Q_0) [5].

Оскільки малі кути α і β розвороту внутрішнього кільця відносно зовнішнього визначаються взаємним положенням відповідних посадочних поверхонь шпинделя і корпусу шпиндельного вузла, то координати вектора h_s отримуються шляхом розв'язку перших трьох рівнянь системи рівнянь рівноваги підшипника [2].

Запропонований підхід до розгляду підшипника дозволяє враховувати будь-які фізичні зміни, що відбуваються в підшипнику (теплова деформація, наявність мастильної плівки тощо), оскільки вони можуть враховуватись як відповідні зміни узагальнених похибок геометрії Δ_k^i відповідних контактних груп [7].

Ще одним застосуванням розробленої моделі є її використання для оцінки впливу конструктивних параметрів підшипника на формування траєкторії руху в радіальній площині центру його внутрішнього кільця. Як приклад, наведемо теоретично отримані траєкторії (на 40 обертах внутрішнього кільця) для підшипників різних фірм одного типорозміру ($d \times D \times B = 30 \times 55 \times 13$ мм, кут контакту $\tau_0 = 15^\circ$), але із різними конструктивними параметрами (діаметр d_{30} і кількість z кульок) (рис.1): VX30.9.CE1.TL фірми SNFA (Франція) - $d_{30} = 6.747$ мм і $z = 13$, B706.C.TPA.T9.UL фірми FAG (Німеччина) - $d_{30} = 6.747$ мм і $z = 15$, 2-436106K6 дослідного заводу ВНИППа (Росія) - $d_{30} = 6.35$ мм і $z = 14$. Зусилля попереднього натягу $Q_0 = 90$ Н. Похибки виготовлення підшипника враховувались шляхом використання отриманих на кругломірі "TALYROND 73" результатів гармонічного аналізу контрольованих профілів доріжок кочення кілець по дну жолобів.

Загальні значення відхилень від круглості доріжок кочення: 0,323 мкм (зовнішнє кільце), 0,340 мкм (внутрішнє кільце).

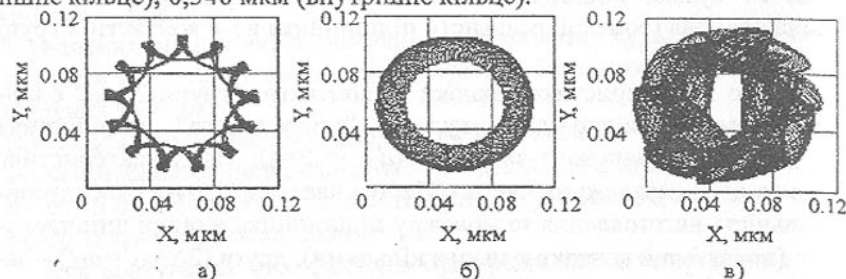


Рис.1. Трасекторії руху внутрішнього кільця підшипника:
а) SNFA; б) FAG; в) ВНИПП.

Перелік посилань: 1. Машиностроение. Энциклопедия. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. – Т. IV-7 / Под ред. Б.И. Черпакова. – М.: Машиностроение. – 1999. – 863 с. 2. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов. – М.: Машиностроение. 1985. – 272 с. 3. Бальмонт В.Б., Матвеев В.А. Опоры качения приборов. – М.: Машиностроение. – 1984. – 240 с. 4. Данильченко Ю.М. Початкове зміщення внутрішнього кільця радіально-упорного підшипника опори шпиндельного вузла. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2000. – Том 5. – № 1. – С. 35-45. 5. Данильченко Ю.М. Статика неідеального радіально-упорного кулькового підшипника опори шпиндельного вузла. // Вісник ТДТУ. – 2000. – Том 5. – № 2. – С. 33-38. 6. Данильченко Ю.М., Петров С.В. Жорсткість підшипників опор кочення високоточних швидкохідних шпиндельних вузлів // Вісник ТДТУ. – 2000. – Том 5. – № 4. – С. 25-34. 7. Данильченко Ю.М., Петров С.В. Моделювання силових характеристик підшипників опор кочення швидкохідних шпиндельних вузлів // Вісник ТДТУ. – 2001. – Том 6. – № 1. – С. 51-60.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

ПОЛУЧЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОРОШКОВЫХ ПОКРЫТИЙ ОПЛАВЛЕНИЕМ МОДИФИЦИРУЮЩИХ ОБМАЗОК ЛАЗЕРНЫМ ЛУЧОМ

Девойно О.Г., Кардаполова М.А. (БГПА, г. Минск, Беларусь)

Technology of creation of the composite powder coatings by laser melting of modifying putties on the basis of nitrides TiN and AlN have been developed. The correlation between technological parameters of laser processing and parameters of a structure, phase structure, physical-mechanical properties and resistance to wear of composite powder coating have been presented.

Введение. Технология лазерной обработки обеспечивает возможность выбора различных схем наплавки в зависимости от условий работы детали и требуемого комплекса свойств. Газотермические (газопламенное и плазменное) виды нанесения наплавочного материала перед лазерной обработкой гарантируют лучший комплекс свойств покрытия (низкая пористость, шероховатость поверхности), что является решающим при восстановлении поверхностей большой площади, несмотря на относительно высокую энергоёмкость процесса. Использование вместо поглощающего покрытия перед лазерной обработкой модифицирующую обмазку позволяет получать наплавочные покрытия с мелкодисперсной армирующей составляющей. Структуры такого типа обычно получают сплошной лазерной обработкой поверхности.

Микроструктура выбранного в качестве матричного материала для наплавки сплава системы Ni-Cr-B-Si состоит из твердого раствора на основе никеля (γ -Ni), боридов и карбидов хрома, эвтектики γ -Ni + Ni₃B/1/. Структурная чувствительность к условиям термообработки позволяет варьировать свойства в нужном направлении. Сплав обладает высоким сродством к железной подложке, что позволяет получать высокие значения прочности сцепления наплавленных поверхностей с подложкой. Использование лазерной обработки приводит к измельчению структурных составляющих, получению тонкодифференцированных эвтектик. Еще одним достоинством локальной обработки является достаточно простая возможность вводить в состав сплава легирующие добавки, влияющие на комплекс свойств поверхности. Применение композиционных порошковых наплавочных покрытий КЛНП обеспечивает на рабочей поверхности деталей, работающих в условиях граничного трения, не только хорошую прирабатываемость, но и высокую износостойкость.

В качестве легирующих материалов были выбраны нитрид титана TiN и нитрид алюминия AlN. Как известно из предварительно проведенных исследований, нитриды снижают коэффициент трения, армируют покрытие, повышая прочностные и эксплуатационные свойства.

После плазменного напыления покрытий проводилось нанесение на поверхность легирующей обмазки на основе порошков TiN, AlN с добавлением порошка никеля и небольшого количества связующего (3-%-ый раствор клея «АГО» в ацетоне).

В качестве технологического оборудования использовалась серийная установка для плазменного напыления УПУ-3Д с плазмотроном ПП-25 и источником питания ИПН-160/600 и лазерная установка непрерывного действия ЛГН-702 мощностью 800 Вт. Напыление подслоя осуществлялось на режимах: $I = 250$ А, $U = 880$ В, $p_a = 6$ Атм.

Технологические факторы выбирали, исходя из соображений управ-

ляемости (т.е. возможности изменять их при условии надежного измерения их величин и изменений) и ортогональности (т.е. взаимной независимости): X_1 - V , скорость перемещения лазерного луча (основной уровень $3,16 \times 10^{-3}$ м/с, интервал варьирования $1,83 \times 10^{-3}$ м/с); X_2 - d , диаметр луча лазера в месте соприкосновения с поверхностью металла, "диаметр пятна", (основной уровень $2,0 \times 10^{-3}$ м, интервал варьирования $1,0 \times 10^{-3}$ м); X_3 - k , коэффициент перекрытия дорожек, т.е. отношение шага обработки (расстояния между средними линиями дорожек) к диаметру пятна (основной уровень 1,0, интервал варьирования 0,5).

В качестве метода планирования экспериментов был выбран метод полного факторного эксперимента Бокса-Уилсона.

В качестве параметров оптимизации определяли следующие характеристики полученных покрытий: параметр 1 - количество твердого раствора на основе никеля, % по объему; параметр 2 - степень легированности твердого раствора на основе никеля в пересчете на концентрацию хрома, % атомарный, т.е. фазы, образующей непрерывный каркас покрытия и обеспечивающей передачу внешних нагрузок и внутренних напряжений на другие, более прочные и упругие фазы; параметр 3 - количество упрочняющих фаз в покрытии, % по объему: для серии 1 - количество фаз TiN и Ti₂N, для серии 2 - количество AlN; параметр 4 - количество окислов в покрытии, % по объему: для серии 1 - количество окислов никеля, хрома и титана, для серии 2 - количество окислов никеля, хрома и алюминия; параметр 5 - количество боридов хрома и никеля, % по объему; параметр 6 - количество силицидов хрома и никеля, % по объему; параметр 7 - для серии 2 - количество алюминидов никеля в покрытии, % по объему.

Каждый образец снимали на дифрактометре ДРОН-3.0 в медном монокроматизированном излучении, используя для расшифровки разработанную программу STAT.

Обсуждение результатов. Результаты расчета математических моделей по выбранным критериям представлены в таблице.

Анализ полученных моделей показывает, что количество твердого раствора меняется в пределах от 10 до 25%. Для обоих вариантов наплавки количество твердого раствора тем больше, чем: больше скорость лазерной обработки, диаметр лазерного луча и коэффициент перекрытия.

Наиболее сильное влияние для обоих вариантов наплавки оказывает второй фактор (положительная корреляция).

Y_3 - количество первичной упрочняющей фазы. Для первого варианта наплавки - это фазы TiN и Ti₂N, для второго - AlN, фактически количество нерастворившихся компонентов. Количество указанной фазы тем больше, чем меньше диаметр лазерного луча и чем больше скорость перемещения лазерного луча, то есть при уменьшении времени нахождения на-

плавляемого материала в жидком состоянии. При этом сильное влияние оказывает коэффициент перекрытия дорожек лазерной обработки. Для разных композиций знак влияния указанного фактора различный, что обусловлено разной природой дисперсных добавок.

Таблица - Результаты расчета коэффициентов уравнений регрессии

Код параметра оптимизации	Доверительный интервал коэффициентов	Коэффициенты регрессии модели типа			
		$Y = B_0 + B_1 \cdot X_1 + B_2 \cdot X_2 + B_3 \cdot X_3 + B_4 \cdot X_4$			
		B_0	B_1	B_2	B_3
Для опытов с TiN					
Y_{11}	3,564	19,875	2,625	5,625	-1,375
Y_{12}	0,594	3,438	-0,488	0,837	0,088
Y_{13}	2,97	7,875	0,375	-1,625	2,125
Y_{14}	2,97	19,375	-4,875	-1,875	0,125
Y_{15}	3,564	22,5	3,25	-0,75	-0,75
Y_{16}	2,376	27,25	-1,0	-0,5	-0,25
Для опытов с AlN					
Y_{21}	0.43	15.9	2.4	4.6	-0.9
Y_{22}	0.01	3.15	-0.5	0.8	0.02
Y_{23}	0.23	10	0.32	-0.44	-0.43
Y_{24}	0.36	17.6	-3.09	-0.59	-0.15
Y_{25}	0.32	16.75	2.5	-1.0	0.5
Y_{26}	0.27	24.18	-0.68	-0.68	-0.56
Y_{27}	0.68	14.56	0.31	-1.56	1.56

Присутствие окислов в покрытии обусловлено, в первую очередь, составом дисперсной армирующей составляющей. При этом количество оксидов в покрытии тем больше, чем меньше диаметр лазерного луча (следовательно, выше плотность мощности и температура зоны наплавки) и чем меньше скорость обработки (выше время нахождения в горячем состоянии). Следует отметить, что присутствие в покрытии окислов титана и алюминия не является отрицательным явлением в связи с их высоким уровнем триботехнических характеристик. Требуется лишь оптимизация покрытия по этому параметру.

Y_5 и Y_6 - количество в покрытии боридов и силицидов хрома и никеля. Это вторичная упрочняющая фаза, количество которой достигает в покрытии до 50%. Ее присутствие обуславливает высокую износостойкость лазерно-наплавленных покрытий. Как видно из приведенных данных, на этот параметр наиболее сильное влияние оказывает диаметр лазерного лу-

ча, определяющий температуру в зоне наплавки, но также значительное

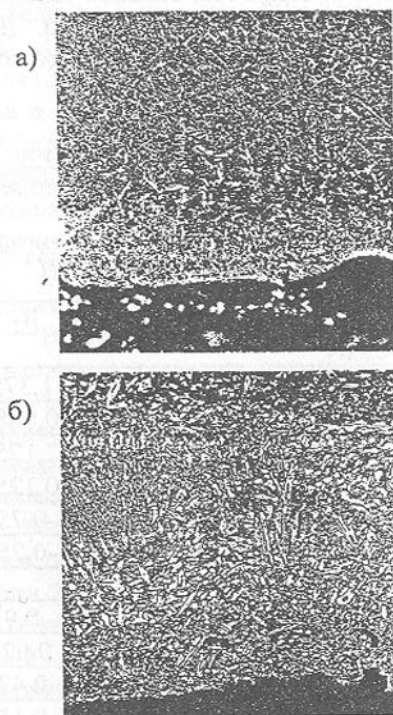


Рис.1. Микроструктура покрытий, полученных оплавлением модифицирующих обмазок: а – AlN, б – TiN

влияние оказывают и остальные технологические параметры лазерной обработки. При этом более высокая температура зоны наплавки способствует увеличению количества боридной составляющей, а более низкая температура наплавки приводит к увеличению силицидной составляющей.

Количество интерметаллидов в наибольшей степени определяется диаметром лазерной обработки, т.е. температурой в зоне наплавки.

При мягких режимах обработки происходит образование дендритной структуры. При высоких скоростях наплавки ($V=5,0 \times 10^{-3}$ м/с) упрочняющая фаза из дендритов как бы пронизывает все покрытие. Малая скорость охлаждения привела к образованию коротких и широких дендритов твердого раствора. При уменьшении скорости охлаждения грубые пластинки карбоборидов приобретали вид «стержней» (Рис.1).

Применение КППН обеспечивает на рабочей поверхности деталей, работающих в условиях граничного трения, не только хорошую прирабатываемость, но и высокую износостойкость [2-4]. При введении нитридных добавок наименьшая величина износа была получена для сплава с добавками нитрида титана. Это может быть объяснено тем, что при оптимальном режиме наплавки (небольшой скорости $V=80$ мм/мин и низком энергокладе при диаметре луча равном 3,0 мм) не происходило сильного выгорания модифицирующих дисперсных добавок. Перегрев покрытия вызвал разложение некоторых структурных составляющих. Так, TiN разложился с образованием TiO_2 . Часть титана легировала никелевую матрицу, препятствуя движению и скоплению дислокаций и повышая износостойкость покрытий.

По данным фазового анализа при указанных режимах оплавления в покрытиях сохранилось до 10% TiN и 5% AlN, а доля примеси TiN и AlN в γ -никелевой матрице составила 1,50% ат. и 2,73% ат. соответственно.

Выводы. В результате рентгеноструктурных исследований установлено, что при наплавке композиций самофлюсующийся сплав + TiN (AlN), в наплавленном слое формируется структура γ -твердого раствора никеля с большим количеством первичной и вторичной упрочняющей фазы. Получены корреляционные зависимости, связывающие режимы лазерной наплавки с параметрами структуры формируемых слоев.

Высокая износостойкость у наплавленных покрытий с армирующими составляющими объясняется упрочнением никелевой матрицы, легированной металлами, входящими в их состав и увеличением количества упрочняющих фаз. Интенсивность изнашивания снижается у КППН при увеличении параметров кристаллической решетки никелевой фазы, связанной с растворением в ней легирующих элементов, что исключает возможность движения и скопления дислокаций, способствующих упрочнению матричной фазы.

Список литературы: 1. Получение и структура газотермических покрытий на основе Ni-Cr-B-Si сплавов / Ю.С. Борисов, И.Н. Горбатов, Б.Р. Калиновский и др. // ПМ, 1985.-№9. С.22-26. 2. Газотермические покрытия из композиционных порошков на основе карбида титана-хрома / И.Н. Горбатов, А.Д. Панасюк, А.К. Шведова, А.П. Уманский и др. // Защитные покрытия на металлах.- 1991, №25.-С.22-25. 3. Бякова А.В., Васильев А.И., Власов А.А. Об износостойкости покрытий из TiN в условиях фреттинг-коррозии // Трение и износ. - 1992, т.13, №4. - С. 674-682. 4. Наплавленные композиционные покрытия на основе карбонитрида титана / Ю.К. Толстобров, А.К. Толстобров, М.Ю. Зашляпин, В.В. Митрофанов // Состояние и перспективы восстановления и упрочнения деталей машин: Матер.конф. Сб.1.-Мн., 1994. - С.88-90.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001г.

АВТОМАТИЗОВАНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ НАЛАГОДЖЕНЬ НА ОДНОШПИНДЕЛЬНІ ТОКАРНІ АВТОМАТИ.

Денисюк В.Ю., Сулим Г.Т.

(ЛДТУ, м. Луцьк, ЛНТУ "Львівська політехніка", м. Львів, Україна)

The methodic of automatised design of tool adjustments with the purpose of one-spindle automated lathes' application in serial multi-nomenclature production is designed.

The application of said methodic permits to increase the technological flexibility of automated lathes and the quality of technological solutions.

З метою підвищення ефективності токарних операцій при обробці деталей типу тіл обертання порівняно невеликих розмірів в умовах серійного багатомономенклатурного виробництва в багатьох випадках використовуються пруткові одношпиндельні багаторізцеві автомати. Але ефективне використання цих верстатів часто стримується низьким рівнем технологічної гнучкості. В зв'язку з цим набуває актуальності задача підвищення технологічної гнучкості і циклової продуктивності на основі вдосконалення систем технологічної підготовки одношпиндельних токарних автоматів.

При цьому виникає необхідність створення досконалих самоадаптуючих алгоритмів і програм автоматизованого проектування операцій і інструментальних налагоджень. З метою спрощення загальної багатofакторної задачі технологічного проектування налагоджень розглянемо особливості формування і послідовність отримання поетапного технологічного рішення в САПР інструментальних налагоджень. Блок-схема алгоритму проектування налагоджень приведена на рис.1.

Для спрощення налагодження, кожний різець повинен встановлюватись тільки на один розмір (наприклад, на діаметр чи довжину, а не на той чи інший розмір одночасно).

Приведемо деякі вказівки що до вибору типу різців і розподіл їх між супортами в залежності від типу та кількості оброблюваних поверхонь.

1. Точіння циліндричних поверхонь з довжиною $l_i \geq D_{\max}/2$ виконується прохідними різцями [1], де $D_{\max}$ – найбільший діаметр циліндричної поверхні в структурі деталі. Циліндричні поверхні з довжиною $l_i \leq D_{\max}/2$ – обробляються фасонними різцями з використанням поперечної подачі. Різці для обробки циліндричних поверхонь з використанням повздовжньої подачі встановлюються на повздовжній (передній) супорт. Можливе наскрізне проточування циліндричної поверхні двома різцями з одного встановлення, один з яких виконує чорнове точіння, а другий напівчистове чи чистове.
2. Обробка торців, канавок, фасок виконується відповідно прохідними, фасонними, канавочними різцями.
3. Обробка конічних поверхонь може виконуватись прохідним різцем за допомогою верхнього супорту, або по копіру за допомогою переднього супорту.
4. Обробка фасонних поверхонь при ширині різання до 20 мм виконується в більшості фасонними різцями з заднього супорту; при більшій ширині можлива також обробка прохідним різцем.

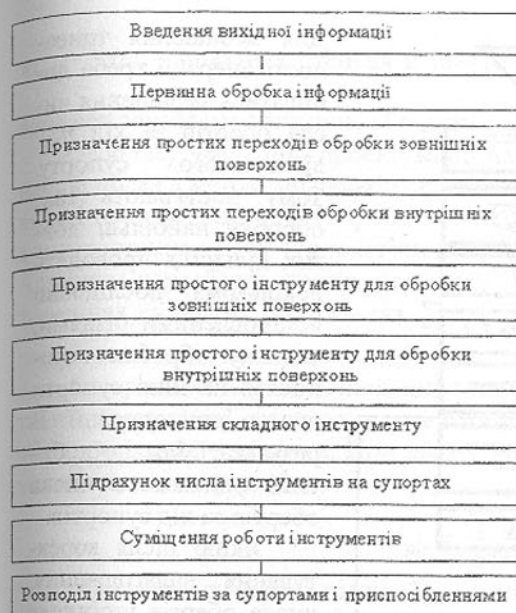


Рис. 1. Блок-схема алгоритму проектування інструментального налагодження.

слідую, що гранично вигідне число різців

$$q = \frac{L}{L_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{L}{S} \div \frac{L_2}{S_2}$$

Довжина робочого ходу інструменту

$$L_p = L_{piz} + L_{epiz} + L_{nida} + L_{nep},$$

де L_{piz} – довжина різання;

L_{epiz} – довжина врізання;

L_{nida} – довжина підводу;

L_{nep} – довжина перебігу.

Довжини ходів супортів являються вихідними при виборі і конструюванні кулачків і при уточненні подач. Довжина ходу супорту рівна довжині робочого ходу L_p того з різців, для якого ця довжина являється найбільшою, тобто довжина робочого ходу лімітуючого інструменту.

Рекомендовані величини подач на багаторізцевих верстатах лімітуються наступними явищами: вібрацією виробу, різця, еліптичністю виробу, заданням різця, провертанням заготовки, вириванням заготовки із центрів. При відсутності цих явищ рекомендовані подачі можуть бути зменшені.

На наступному етапі проектування проводиться підбір типу ріжучого інструменту для виконання і-того інструментального переходу, матеріалу ріжучої частини інструменту, а також визначаються значення геометричних параметрів ріжучої частини інструменту. При цьому необхідно керуватись технологічними правилами Π_i та обмеженням Φ_i , виконання яких необхідне для нормального протікання процесу механічної обробки [2].

З умови рівності числа обертів за хід окремих супортів

$$n_1 = n_2; \frac{L_1}{S_1} = \frac{L_2}{S_2} \text{ чи } \frac{L}{qS_1} = \frac{L_2}{S_2}$$

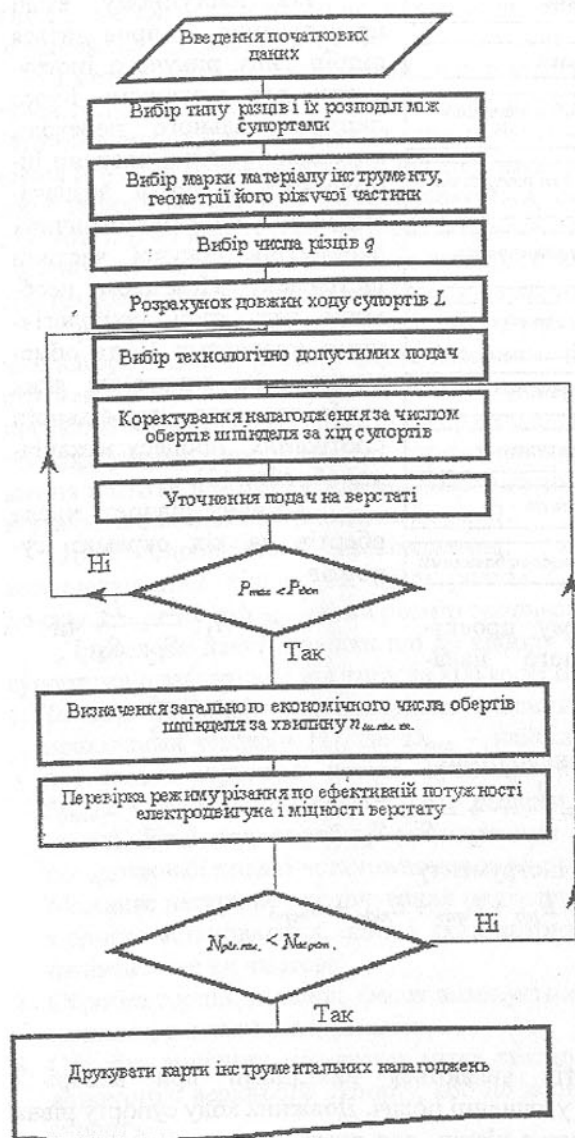


Рис.2. Узагальнена блок-схема алгоритму розрахунку інструментальних налагоджень в САПР технологічних процесів на одношпіндельні токарні автомати.

Для зменшення тривалості операції треба добуватись зменшення числа обертів за хід $n_{\text{лім}}$ лімітуючого супорту. Тому поступають так: обробку найбільш довгих ділянок проводять декількома послідовно встановленими різцями, частину обробки переносять на інші супорти чи на інші операції. В результаті бажано добитись однакового числа обертів за хід супортів.

Якщо після коректування налагодження, числа обертів шпинделя на хід супортів все ж залишаються різними, то необхідно зрівняти ці числа за рахунок зниження подачі нелімітуючого супорту. При цьому подача $S_{\text{лім}}$ лімітуючого супорту залишається без зміни, подача нелімітуючого супорту визначається за формулою

$$S_{\text{нелім}} = \frac{L_{\text{нелім}}}{n_{\text{лім}}}$$

Вирівнювання числа обертів за хід супортів за рахунок зниження подачі нелімітуючих супортів вигідно, але тільки при чорновій обробці сталейних деталей, так як тільки в цьому випадку

$m_s = \frac{1}{\mu}$ (m_s – показник степеня в залежності $V_t = \frac{C_y}{S_s^m}$). В решті випадків воно або зовсім неефективне, або дуже мало ефективне.

Особливу увагу при проектуванні налагодження слід приділити уточненню подач з метою можливого збільшення величини циклової продуктивності токарної операції. Розроблений алгоритм рис. 2. передбачає цей етап з використанням ряду технологічних правил, обмежень і рекомендацій [2]. Алгоритм передбачає, також, перевірку і уточнення подач по допустимих значеннях сумарних сил різання $\sum P_x$ і $\sum P_y$ для різців з повздовжньою і поперечною подачами відповідно.

Алгоритмом передбачений цикл перевірки режимів різання по ефективній потужності електродвигуна і міцності верстату при визначенні необхідності такої перевірки. При цьому значення потужності різання в кВт, визначаються за формулою:

$$N_{\text{різ}} = \frac{P_z V_{\text{фак}}}{6160}$$

Фактичні стійкості різців $T_{\text{фак}}$ в хвилинах різання розраховуються тільки для лімітуючих (найменш стійких) інструментів, для яких коефіцієнти W_{100} обернено пропорційні до стійкості і мають найбільшу величину:

$$T_{\text{фак1}} = T_{\text{ек1}} \frac{\sum W_{\text{ек}}}{W_{\text{ек1}}}$$

Розрахункова стійкість для лімітуючих різців

$$T_{\text{фак2}} = T_{\text{ек2}} \frac{\sum W_{\text{ек}}}{W_{\text{ек1}}}$$

В розроблюваній системі автоматизованого проектування інструментальних налагоджень передбачена підпрограма проектування кулачків поперечних переміщень супортів. Підпрограма передбачає автоматизоване проектування керуючої програми на фрезерний верстат з ЧПК моделі 6520МФЗ для обробки контурів кулачків.

Викладений метод алгоритмізації задач технологічного проектування використаний при розробці автоматизованої системи технологічної підготовки токарних операцій в умовах гнучкого багатонаменклатурного виробництва.

Список літератури: 1. Диалоговое проектирование технологических процессов/ Н.М. Капустин и др.-М.: Машиностроение, 1983. 255 с. 2. Темчин Г.И. Многоинструментальные наладки. Гос. Издательство машиностроительной литературы, М., 1963.

Статья поступила в редакцию 15.06.2001г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ КИНЕМАТИКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ КАК ОСНОВЫ ИХ ВИЗУАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ

Дёшнер Х., Красных А.Н.

(Otto-von-Guericke университет, Магдебург, Германия)

In this paper, the determination of the robots kinematics as basis of their visual control is presented. The inverse kinematics of the robot is determined by means of Levenberg-Marquardt optimisation. The efficiency of this approach is proven in simulations as well as experimentally for a industrial robot with 6 axis.

В ходе работы была разработана концепция визуального управления индустриальным роботом в реальном времени, представленная на рис.1. Данная структура визуального управления осуществляет управление роботом на основании сигналов оптических датчиков о положении и ориентации объекта в рабочем пространстве, и состоит из системы камер, обратной кинематики, генератора траекторий и прямой кинематики.

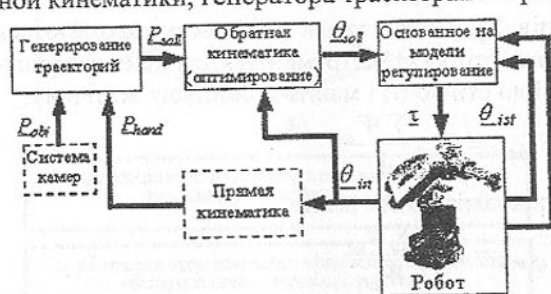


Рис. 1. Схема визуального управления роботом

Основное на модели регулирование робота, использует специальную нейронную архитектуру, основанную на экспериментальных данных для моделирования нелинейной динамической структуры робота. Данная система регулирования находится уже в распоряжении [3]. Управление роботом с помощью визуальной информации требует построения системы между визуальной информацией, полученной от оптических датчиков, и углами сочленения суставов робота. Система визуального управления, основанная на кинематике робота, осуществляет необходимое изменение углов сочленения суставов, которые являются входными сигналами для системы регулирования (θ_{sol}). Система камер служит для определения положения и ориентации объекта (P_{obj}) в рабочем пространстве робота, используя сигналы от оптических датчиков. С другой стороны положение и ориентация рабочего органа робота (P_{hand}) вычисляется с помощью прямой кинематики из измеренных углов сочленения суставов (θ_{ist}). При этом положения и ориентации рабочего органа робота и объекта являются соответственно начальной и конечной точками, между которыми с помощью задатчика тра-

екторий генерируется траектория в пространстве. Данная траектория упорядочивает изменения положения и ориентации рабочего органа робота во времени (P_{sol}), которые являются входными сигналами для инверсной кинематики. Инверсная кинематика осуществляет трансформацию из конфигурации рабочего органа в пространстве в желаемые значения углов сочленения суставов (θ_{sol}).

Для практической реализации визуального управления робота были выбраны 4 камеры, которые образуют систему камер. Две из них осуществляют внешнее наблюдение для грубого определения положения и ориентации объекта. Две других камеры, которые закреплены на рабочем органе робота, служат для точного определения конфигурации объекта в рабочем пространстве. Для определения положения и ориентации объекта служат три закрепленные на нем диода. Чтобы влияние каждого диода могло быть обнаружено, на компьютере осуществляется моделирование сигналов диодов. В качестве камер используются позиционно-восприимчивые детекторы (PSD) из-за их высокой точности, скорости и малой нелинейности. Кроме того, в отличие от обычных камер, разрешение позиционно-восприимчивых детекторов не ограничено размерами точек и прежде всего не требует распознавание изображений камер. Таким образом, наша измерительная система камер состоит из четырех PSD-камер, четырех усилителей для обработки и усиления сигналов и DSP-системы для A/D-преобразования и расчета в реальном времени программ для визуального управления роботом. В качестве робота используется 6-ти суставной индустриальный робот "manutec r2" фирмы "Siemens".

Как видно из рис.1, кинематика играет существенную роль в визуальном управлении роботом. Различают прямую и обратную кинематику. Согласно [2] и [5] прямая кинематика робота находит для определенной конфигурации суставов, точку в декартовом рабочем пространстве. Так как положение робота соответствует точке в рабочем пространстве, прямая кинематика находит однозначное решение. Для каждого сустава существует соответствующая координатная система. Параметры Денавита-Хартенберга описывают преобразование от одной координатной системы сустава к следующей [1].

$${}^{i-1}T_i = \begin{pmatrix} R & P \\ 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cos \alpha_i & \sin \theta_i \sin \alpha_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cos \alpha_i & -\cos \theta_i \sin \alpha_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

где R -матрица вращения и P -вектор положения. При этом преобразование между любыми суставами осуществляется посредством перемножения матриц преобразования. Для робота с i -суставами можно найти преобразо-

вание от первого сустава (0) к последнему (n).

$${}^0T_n = {}^0T_1 \cdot {}^0T_2 \cdot \dots \cdot {}^{n-1}T_n = f(\theta);$$

$${}^0T_n = \begin{bmatrix} x_n & y_n & z_n & p_n \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^0R_n & {}^0p_n \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

где 0R_n -матрица ориентирования n -ой координатной системы относительно начальной координатной системы, 0p_n -вектор положения к n -ой координатной системе. Под n -ым суставом подразумевается рабочий орган робота. Матрица ориентирования записывается так же в следующем виде:

$${}^0R_n = \begin{bmatrix} n_x & s_x & a_x \\ n_y & s_y & a_y \\ n_z & s_z & a_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n & s & a \end{bmatrix} \quad (3)$$

Для описания ориентации намного удобнее использовать так называемые углы Эйлера [2] (α, β, γ), вместо матрицы ориентирования, т.к. они содержат только три переменных в отличие от 0R_n с девятью.

$$\gamma = \arctan 2(n_y, n_x)$$

$$\beta = \arctan 2(-n_z, n_x \cos \gamma + n_y \sin \gamma) \quad (4)$$

$$\alpha = \arctan 2(a_x \sin \gamma - a_y \cos \gamma, -s_x \sin \gamma + s_y \cos \gamma)$$

Если геометрические параметры робота точно определены, то положение и ориентацию рабочего органа можно определить с помощью прямой кинематики.

Задача обратной кинематики состоит в определении из заданного положения P и ориентации (α, β, γ) соответствующих углов сочленения θ . При этом обратная кинематика математически намного сложнее, чем прямая.

$$\theta_i = f^{-1}({}^0T_i) \quad (5)$$

Так как обратная кинематика нам необходима в online-режиме работы, то ставятся требования по скорости. Для данной кинематики не существует общих методов решения на основании её сильной нелинейности. Сложность проблемы заключается также в нахождении общего численного решения для любого робота. Кроме того, обратное преобразование находит не однозначные решения для углов сочленения. Одно и то же положение рабочего органа может быть зачастую достигнуто посредством множества различных конфигураций робота. Выбор правильной конфигурации является также важной задачей обратной кинематики. Из-за ряда таких проблем было предложено определение обратной кинематики с помощью метода оптимизации Левенберга-Марквардта для нелинейной системы

(см.ур.5). При этом последние определенные углы сочленения служат как начальные значения для расчета новых углов. Другими словами оптимизация Левенберга-Марквардта осуществляет минимизацию функции квадратичной ошибки по положению и ориентации рабочего органа в каждой точке i заданной траектории движения.

$$E_i(\theta) = \min \left(\frac{1}{2} \sum_i ({}^0T_{ni} - f(\theta_{i-1}))^2 \right) = y^T(\theta) \cdot y(\theta) \quad (6)$$

В качестве начальных значений выбираются углы сочленения θ_{i-1} , которые соответствуют начальной точке P_0 в декартовой системе координат. Вычисление новых углов сочленения производится в соответствии с методом Левенберга-Марквардта [4], который является разновидностью методов градиентного спуска

$$(2J^T(\theta) \cdot J(\theta) + \lambda \cdot I) \cdot h(\lambda) = -2J^T(\theta) \cdot y(\theta), \quad (7)$$

где $J(x)$ - Якоби-матрица, λ - коэффициент демпфирования, который определяет скорость нахождения минимума функции и зависит от скорости изменения θ и $h(\lambda)$ - определяет направление спуска и в нашем случае является $\Delta\theta$ на каждом шаге минимизации.

Эффективность данного метода определения обратной кинематики доказана при моделировании, а также экспериментально для 6-ти суставного индустриального робота "manutec r2". На рис.2 изображена траектория треугольной формы в пространстве в плоскости XY при постоянной ориентации рабочего органа и соответствующая квадратичная ошибка по положению и ориентации на участке АВ. Для каждой точки данной траектории были найдены с помощью оптимизации Левенберга-Марквардта соответствующие углы сочленения, которые определяются с достаточной степенью точности после 8 циклов минимизации (см. рис.3)

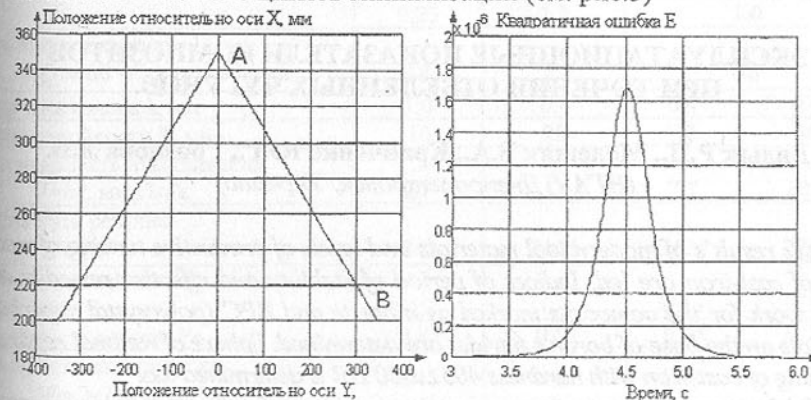


Рис. 2. Траектория треугольной формы при постоянной ориентации рабо-

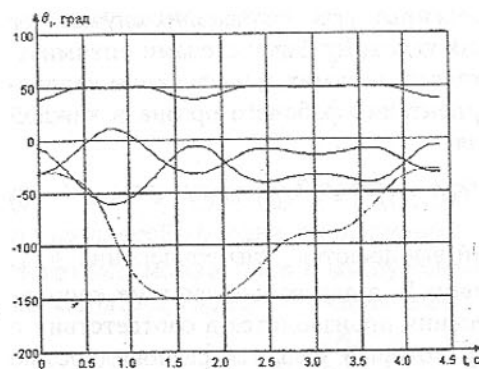


Рис. 3. Углы сочленения суставов для траектории треугольной формы

чего органа и функция ошибки на участке АВ

Другой проблемой визуального управления роботом является генерирование траекторий в декартовой координатной системе. На данный момент она не полностью рассмотрена, т.к. осуществляется только генерирование линейных траекторий в пространстве согласно полиному пятого порядка. Данные траектории образуются между начальной и конечной точками положения рабочего органа в рабочем пространстве робота.

Список литературы: 1. J.J. Craig. Introduction to Robotics. Electrical and Computer Engineering.-MA: Addison-Wesley Publishing C., 1989. - 450 p. 2. K.S. Fu, R.C. Gonzales and C.S.G. Lee. Robotics: Control, Sending, Vision and Intelligence. - New York: McGraw-Hill, 1987. - 580 p. 3. M.S. Liping Sun. Beitrag der Entwicklung lernfähiger Strukturen für die visuomotorische Koordination von Robotern. - Universität Magdeburg: IFAT, Dissertation, 2000. - 105 p. 4. W. Krabs. Einführung in die lineare und nichtlineare Optimierung für Ingenieure. - Leipzig: Teubner Verlagsgesellschaft, 1983. - 232 p. 5. R.P. Paul. The Computer Control of Robot Manipulators. - Massachusetts: MIT-Press, 1986. - 279 p.

Статья поступила в редакцию 24.05.2001г.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОМПОЗИТОВ ПРИ ТОЧЕНИИ ОТБЕЛЕННЫХ ЧУГУНОВ.

Дидык Р.П., Мелешик В.А., Кравченко Ю.Г., Грязнова Л.В.
(НГАУ, Днепрпетровск, Украина)

The test's result's of modern tool materials and levels of productive turning of wear-proof of cast-iron are led. Indices of period of stability and effective remedy and steady work for the composites marked as niborite and BPC (polycrystal superhard materials on the base of boron's nitride) are determined. Sphere of rational regimens of turning of cast-iron with hardness 405...600 HB is determined too.

Эффективность процесса точения труднообрабатываемых чугунов неразрывно связана с износостойкостью и прочностью применяемых инст-

рументальных материалов.

Перспектива расширения внедрения современных поликристаллических сверхтвердых материалов на основе нитрида бора (композитов) [1, 2] следует из сопоставления работоспособности основных для этой цели инструментальных материалов. Результаты испытаний периода стойкости T (критерием затупления являлась высота площадки нормального износа по задней поверхности h) и надежности безотказной работы $P_n = 1 - m/n$ (n - общее количество испытаний, m - число случаев разрушений за T) стандартных сменных пластин квадратной формы 12,7×12,7×4,76 мм при продольном безударном точении отбеленного чугуна для прокатных валков исполнения СШХН твердостью HB=460...480 без охлаждения приведены в табл. 1. Геометрия режущей части резцов: передний угол $\gamma = -8^\circ$, задний угол $\alpha = 8^\circ$, углы в плане $\phi = \phi_1 = 45^\circ$, радиус при вершине $r = 1,2$ мм, защитная отрицательная фаска на передней поверхности $f\gamma \times \gamma f = 0,2\text{ мм} \times 20^\circ$. Режимы резания подбирались с учетом эксплуатационных свойств каждого инструментального материала.

При равной глубине резания t , уступая твердому сплаву по подаче s и превосходя по допустимой скорости резания v , композиты обеспечивают наибольший съем припуска W за период стойкости T .

Таблица 1 – Работоспособность основных видов инструментальных материалов при точении отбеленного чугуна HB=460-480

Показатели работоспособности	Твердый сплав ВК60М	Режущая керамика ВСК-71	Композиты	
			БПК	Ниборит
Режим резания:	1,5			
глубина t , мм				
подача s , мм/об				
скорость v , м/с	0,8	0,25	0,4	
	0,25	1,2	1,0	
Производительность $Q = 60 \cdot t \cdot s \cdot v$, см ³ /мин	18	27	36	
Величина износа h , мм	1,0	0,4	0,4	0,5
Период стойкости T , мин	16	28	52	46
Интенсивность изнашивания $J = h/t$, мкм/мин	62	14	7,7	10,9
Длина пути резания $L = 60 \cdot v \cdot t$, м	240	2015	3120	2760
Относительный износ $U = h/L$, мкм/м	4,2	0,2	0,13	0,18
Надежность работы P_n	0,85	0,63	0,68	0,78
Объем снятого припуска $W = Q \times T \times P_n$, см ³	245	476	1273	1292

По производительности Q и стойкости T режущая керамика занимает промежуточное положение между твердым сплавом и композитами. Одна-

ко, несмотря на сравнительно низкие интенсивность изнашивания J и относительный износ U , неприемлемость многократной переточки и невысокие прочностные характеристики сдерживают широкое применение режущей керамики в металлургическом и горном машиностроении. Твердым сплавом наибольший сьем припуска W достигается при низких скоростях резания v и больших подачах s . Локальный характер микроразрушения контактных поверхностей твердого сплава при абразивном истирании делают его практически незаменимым при черновом точении "по корке".

Таблица 2 – Зависимости работоспособности композита марки ниборит от геометрии режущей части напайной пластины при точении отбеленного чугуна НВ = 530-540

Элементы режущей части	Значение	Период стойкости		Надежность работы		Относительная работоспособность
		T , мин	K_T	P_H	K_P	
Защитная фаска на передней поверхности $f_f \times \gamma_f$, мм×град	0×0	42	1,11	0,52	0,70	0,78
	0,2×20*	38	1,0	0,74	1,0	1,0
	0,5×20	36	0,94	0,83	1,12	1,05
Защитная фаска на задней поверхности $f_h \times \alpha_h$, мм×град	0×8*	38	1,0	0,74		1,0
	0,2×0	34	0,89	0,85	1,15	1,02
Углы в плане φ / φ_1 , град	30/30	49	1,3	0,78	1,05	1,36
	45/45*	38	1,0	0,74	1,0	1,0
	60/60	30	0,8	-	-	-
Радиус при вершине r , мм	1,2*	38	1,0	0,74	1,0	1,0
	2,4	40	1,05	0,78	1,05	1,10
	6,35	43	1,13	0,83	1,13	1,27

*средний ("нулевой") уровень исследуемых элементов.

Различие между композитами БПК и ниборитом (оба на твердосплавной подложке, режущий слой соответственно на керамической и металлической связке) заключается в меньших интенсивности изнашивания J и относительном износе U первого и превосходстве по надежности работы P_H при большем допустимом износе h второго. Главное достоинство ниборита – высокая прочность среди композитов (среднее значение между режущей керамикой ВОК-71 и твердым сплавом ВК60М), способность выдерживать бо́льшие сечения среза $t \times s$ и лучшая шлифуемость при переточках, что совместно с удовлетворительной паяемостью выводит его по эксплуа-

тационным свойствам на первое место. В свою очередь относительно высокая стоимость и низкая прочность на изгиб композитов требуют определения и создания соответствующих условий их эксплуатации.

Прежде всего, у режущей части должна быть такая геометрия и такое направление равнодействующей силы резания, чтобы материал режущего клина работал на сжатие. Во-вторых, режущая часть должна иметь максимально возможные угол при вершине ε и угол заострения клина β для увеличения прочности и теплоотвода.

Влияние элементов геометрии режущей части на работоспособность напайной пластины из ниборита определено в виде поправочных коэффициентов K_T для периода стойкости и K_P для надежности работы (табл.2).

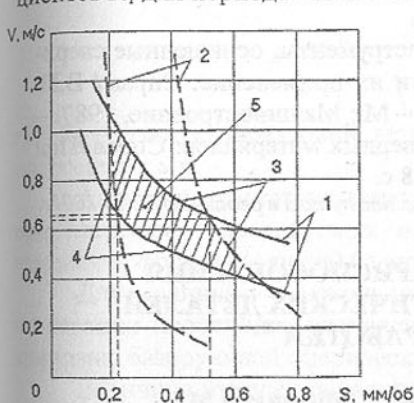


Рис. 1. Границы технических ограничений показателей работоспособности ниборита ($t = 1,5$ мм): 1 – $[T] = 90$ мин; 2 – $[P_H] = 0,8$; 3 – НВ = 405; 4 – НВ = 600; 5 – область рациональных режимов без ударного точения.

Твердость чугуна исполнения СПХН равна НВ = 530-540, режим точения и "нулевой" уровень элементов режущей части соответствовали условиям испытания в табл. 1. Как следует из полученных данных, рост результирующего показателя работоспособности $T P_H$ (коэффициент K_{TP}) дает увеличение радиуса при вершине r (при $r > t$) и уменьшение углов в плане φ и φ_1 (при $r < t$) преимущественно за счет известного в теории резания увеличения периода стойкости T . Важным резервом повышения надежности P_H , особенно при обработке чугунов высокой твердости, оказывается технологически несложное выполнение рекомендуемых [2] защитных фасок на передней f_f и задней f_h поверхностях.

Несмотря на некоторое при этом снижение периода стойкости, экономическая эффективность в целом от применения такой геометрии лезвия возрастает, так как разрушение лезвия (чаще вершины) влечет за собой в 2-5 раз больший припуск на переточку, чем после нормального износа. По результатам испытаний и эксплуатации композитов в производственных условиях графо-аналитическим методом установлены эмпирические зависимости периода стойкости T и надежности работы P_H от параметров режима точения ($t = 0,5-4$ мм, $s = 0,1-0,7$ мм/об, $v = 0,5-2$ м/с) и твердости чугунов (НВ = 405-470 исполнения СПХН и НВ = 470-600 исполнения СПХН):

$$\left. \begin{aligned} T &= 14,38 \cdot 10^4 t^{-0,3} \cdot S^{-0,75} \cdot v^{-1,55} \cdot HB^{-1,4} \cdot K_{ТИ} \\ P_n &= \exp(-4,88 \cdot 10^{-5} \cdot t^{0,1} \cdot S^{0,8} \cdot v^{0,3} \cdot HB^{1,5} \cdot K_{РИ}) \end{aligned} \right\},$$

где $K_{ТИ} = K_{РИ} = 1$ – для ниборита и $K_{ТИ} = 1,14$, $K_{РИ} = 1,45$ – для БПК.

Зависимости получены при нулевой геометрии режущей части табл. 1 и 2.

Для наглядного представления область существования режимов резания показана на рис. 1. Максимальная производительность обработки Q при экономичных T и P_n достигается при $s = 0,53$ мм/об, $v = 0,64$ м/с для $HB = 450$ и $s = 0,24$ мм/об, $v = 0,66$ м/с для $HB = 600$.

Результаты исследований служат основой при выборе геометрии режущей части композитов и режимов точения чугуновых прокатных валков

Список литературы: 1 Режущие инструменты, оснащенные сверхтвердыми и керамическими материалами, и их применение: Справ./ В.П. Жедь, Г.В. Боровский, Я.А. Музыкант и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с. 2. Лезвийный инструмент из сверхтвердых материалов: Справ./Под ред. Н.В. Новикова. – К.: Техніка, 1988. – 118 с.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ И РЕЖИМОВ ФИКСАЦИИ ОПТИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ

Дорошкевич А.Г., Маляренко А.Д., Митенков М.В.
(БГПА, г. Минск, Беларусь)

Деформация базировочной поверхности наклеечного приспособления в процессе блокирования оптической детали играет существенную роль на точность установки и ведет к росту погрешности обработки. При жестком способе блокирования для легкодеформируемых тонких линз это явление является крайне нежелательным.

Целью проведенных исследований было установление влияния нагрева на деформацию наклеечного приспособления и оценка влияния режимов фиксации оптических деталей на достигаемую точность обработки прецизионных поверхностей.

Для проведения эксперимента по определению величины деформации были изготовлены образцы наклеечных приспособлений для поштучной обработки оптических деталей с радиусом кривизны исполнительной поверхности $R = 56,75$ мм из различных материалов: алюминия, стали, чугуна и стекла ТФ5 (см. рис. 1).

Точность формы базировочных поверхностей образцов наклеечников контролировалась накладным сферометром по сравнению с эталонной поверхностью, в качестве которой использовалось рабочее пробное стекло $R = 123,03$ мм. Контролируемым параметром являлась величина отклонения сферической поверхности Δh по сравнению с образцовой деталью на диаметре кольца сферометра 48 мм. Измерения осуществлялись с помощью индикатора ИМИГ с ценой деления 0,001 мм.

Образцы контролировались 2 раза при комнатной температуре (20°C) и после нагрева в термощкафу до $130 \pm 10^\circ\text{C}$.

Изменение радиуса кривизны базировочной поверхности наклеечного приспособления рассчитывалась по формуле:

$$\Delta R = \frac{\Delta h^2 - 2\Delta h \sqrt{R_0^2 - r^2}}{2(\Delta h + R_0 - \sqrt{R_0^2 - r^2})} \quad (1)$$

где R_0 – радиус образцовой детали, мм; r – половина диаметра кольца сферометра, мм.

Анализ результатов эксперимента (см. таблицу 1) показывает, что при нагревании исследуемых наклечных приспособлений происходит изменение формы (радиуса) базировочной сферической поверхности.

Для данной конструкции наклечного приспособления при нагревании происходит увеличение (по абсолютному значению) радиуса кривизны базировочной сферической поверхности.

Величина изменения радиуса кривизны наклечного приспособления при прочих равных условиях зависит от коэффициента линейного расширения материала и, соответственно, температуры нагрева. Чем больше ТКЛР материала, из которого изготовлен наклечник и выше температура нагрева, тем большие изменения претерпевает при нагревании форма базировочной поверхности.

Таблица 1

Материал корпуса	ТКЛР, $\alpha \cdot 10^6 1/^\circ\text{C}$	Отклонение размера Δh , мкм		Изменение ΔR базировочной поверхности, мм
		20°C	$130 \pm 10^\circ\text{C}$	
алюминий	22,9	0	-6	-0,306
сталь	12,0	0	-4	-0,204
чугун	10-12	0	-3	-0,153
стекло ТФ5	8,3	0	-2	-0,102

Для уменьшения величины деформации наклечных приспособлений при нагревании целесообразно использовать для их изготовления материалы с малым коэффициентом линейного расширения, а также

применять блокирующие материалы, имеющие более низкий диапазон рабочих температур.

Результаты численных и экспериментальных исследований [1] показали наличие значительного изменения точности формы полированной поверхности при разблокировании обработанной детали, что является результатом напряженно-деформированного состояния оптической детали, возникающего в результате закрепления детали.

Напряженно-деформированное состояние детали влияет на ход процесса и достигаемую точность обработки.

Экспериментальным путем определялась величина деформации исполнительной поверхности детали на операциях блокирования и полирования при поштучной обработке.

В качестве объектов исследований были выбраны полированные с двух сторон детали из стекла К8 с радиусами

кривизны $R_1 - 123,03$ мм и $R_2 - 56,75$ мм соответственно. Толщина детали по оси $t = 1,69 \pm 0,02$, диаметр 51,5 мм.

Образцы блокировали и осуществляли дальнейшую их обработку на операции полирования. Для блокирования использовались опробованные ранее [1] основные блокировочные материалы и способы блокирования. Операция блокирования осуществлялась по жесткому методу: нагрев наклеечного приспособления (см. рис. 1) в термощкафу до температуры плавления блокировочного материала. Детали накладывались на наклеечник без нажатия, охлаждение блоков осуществлялось в закрытом объеме. Материал наклеечного приспособления – чугун. Перед операцией блокирования точность формы базирующей поверхности наклеечного приспособления доводилась по радиусу кривизны с учетом получения при блокировании равномерной толщины клеящего слоя, равной 0,02 мм. Толщину клеящего слоя определяли экспериментально по формуле:

$$H_c = B_6 - (H_{ин} + t) \quad (2)$$

где H_c – толщина клеящего слоя, мм; B_6 – высота блока, мм; $H_{ин}$ – высота наклеечного приспособления, мм; t – толщина оптической детали, мм.

До и после блокирования образца фиксировалась точность формы поверхности ($R_2 - 56,75$) по общей погрешности формы N . Далее блоки обрабатывали на операции полирования до достижения величины съема стекла 0,01-0,005 мм с сохранением точности формы образца, имевшего

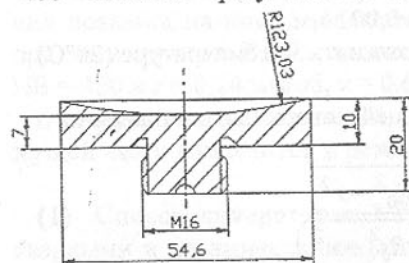


Рис. 1. Наклеечное приспособление для обработки оптических деталей $R - 56,75$ мм

место после блокирования. Режимы полирования соответствовали ранее обработанным для данной детали.

Полированные блоки выдерживались на участке полирования в течение трех часов, после чего производился повторный контроль точности формы поверхности и разблокирование. После разблокирования детали выдерживались на участке полирования в течение трех часов, и опять повторялся контроль точности формы обработанной поверхности.

Результаты эксперимента представлены в таблице 2.

Величина деформации поверхности на операции блокирования оценивалась по разности точности формы ее поверхности до и после блокирования, а на операции полирования по формуле:

$$\Delta_n = (N_{н.б} - N_{н.о}) - \Delta_6 \quad (3)$$

где $N_{н.б}$ – точность формы поверхности образца на блоке после полирования; $N_{н.о}$ – точность формы поверхности образца после полирования и снятия с наклеечного приспособления; Δ_6 – деформация поверхности образца при блокировании, интерференционные кольца.

Из таблицы 2 видно, что исследуемая деталь при блокировании изменяет точность формы поверхности, т.е. деформируется и сохраняет свое напряженно-деформированное состояние до конца цикла обработки. При этом в результате блокирования образца контролируемый радиус кривизны изменяется в сторону уменьшения независимо от применяемого блокировочного материала и способа блокирования.

При разблокировании контролируемый радиус кривизны изменяется в противоположном направлении, т.е. в сторону увеличения.

Абсолютное значение изменения точности формы обработанной поверхности образца при разблокировании практически равно изменению точности формы его поверхности при блокировании. Это означает, что на заданных режимах обработки в процессе полирования напряженно-деформированное состояние обрабатываемой детали практически не изменяется.

Величин деформации на проверенных блокировочных материалах и способах блокирования составляет от 0,5 до 6 интерференционных колец. Таким образом, основная причина изменения точности формы обработанной поверхности детали заложена вначале технологического цикла обработки – на операции блокирования. Из проверенных блокировочных материалов и способов блокирования наименьшее деформирующее действие на деталь оказывает блокировка на пекоканифольную смолу ПЗ с толщиной клеящего слоя 2÷2,5 мм. При этих режимах величина деформации составила $\Delta_6 = 0,5-1$ интерференционное кольцо.

Таблица 2

Блокировочный материал	Температура нагрева наклеенного приспособления, °С	Толщина клеящего слоя, мм	Точность формы поверхности, интер. колец							
			До блокирования		На блоке до полирования		На блоке после полирования		Детали после разблокирования	
			N	ΔN	N	ΔN	N	ΔN	N	ΔN
ГИПК, 22-42	130	0,02-0,05	3	$\geq 0,5$	9	$\geq 1,0$	9	0,2	3	$> 1,0$
Смола ПЗ	110	0,03-0,07	3	$\geq 0,5$	8	ас-тигм	8	0,2	3-2,5	$\geq 1,0$
Батистовая прокладка на смоле П2	110	0,25	4,5	$\geq 0,3$	7	0,2	7	$\geq 0,3$	4,5	$\geq 0,5$
Смола ПЗ	110	2,5	3,5	$\geq 0,3$	4,5	0,2	4,5	$\geq 0,3$	3,5	0,8-1
Смола ПЗ	110	1,5	4	$\geq 0,3$	4,5	0,2	5	$\geq 0,3$	4	$\geq 0,5$
Смола ПЗ	110	2,0	4,5	$\geq 0,3$	5,5	0,2	6	$\geq 0,3$	5	$\geq 0,3$

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Наибольшее влияние на конечную точность формы обработанной поверхности оказывает деформация исходной заготовки при блокировании.
2. Для уменьшения величины деформации при блокировании оптических деталей с нагревом по жесткому методу целесообразно использовать для наклеенных приспособлений материалы с малым температурным коэффициентом линейного расширения, а также применять блокировочные материалы, имеющие более низкий рабочий диапазон температур.

Список литературы: 1. Маляренко А.Д., Филонов И.П. Технологические основы формообразования оптических поверхностей. – Мн.: ВУЗ-ЮНИТИ БГПА, 1999. – 212 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2001г.

ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩАЯ ОБРАБОТКА КОРПУСА СТАТОРА КРУПНОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ПУТЕМ ОДНОВРЕМЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВУМЯ ВИБРАТОРАМИ НА РАЗНЫХ ЧАСТОТАХ.

Дрыга А.И. (ДГМА, г.Краматорск, Украина)

In the article the substance of the method and operational use of vibratory handling of a stator frame is considered by two vibrators on miscellaneous frequencies.

Благодаря высокой эффективности технологического процесса вибростабилизирующей обработки для снижения остаточных напряжений и стабилизации геометрических размеров сварных деталей, он нашел широкое применение при изготовлении энергетического оборудования [1-4]. Дальнейшее совершенствование этого техпроцесса продолжается. Освоен новый способ виброобработки деталей одновременно двумя вибраторами [5].

При одновременной работе обоих вибраторов за счет сложения колебательных процессов возникают поочередно колебания на всех основных частотах, при этом в силу возникновения на них резонансных явлений резко увеличивается амплитуда колебаний. За счет сложения колебаний происходит интенсификация процесса.

Перед виброобработкой деталь устанавливают на виброрезиновые опоры. Прикрепляют вибратор к детали с помощью струбцин для предварительной вибрации с целью определения точек крепления вибраторов для снятия остаточных напряжений. Определяют узловые точки, в которых наиболее рентабельно крепить вибратор. После чего отсоединяют контрольный вибратор. С помощью струбцин крепят к детали оба вибратора и датчик интенсивности вибрации.

Первый, более мощный вибратор, работающий на стационарной частоте, закрепляют в одной из узловых точек ближе к центру детали. Настраивают его на более низкую резонансную частоту.

Второй вибратор, работающий на переменной частоте, устанавливают тоже в узловой точке на расстоянии от первого вибратора. Изменение частоты вибратора идет по всему диапазону собственных частот обрабатываемой детали. За счет наложения и взаимодействия волн происходит резкое увеличение амплитуд вибрации.

Этот новый способ применен на ПЭО «Электросила» (г. Санкт-Петербург) при виброобработке корпуса статора электрической машины в сварочно-заготовительном цехе (рис.1).

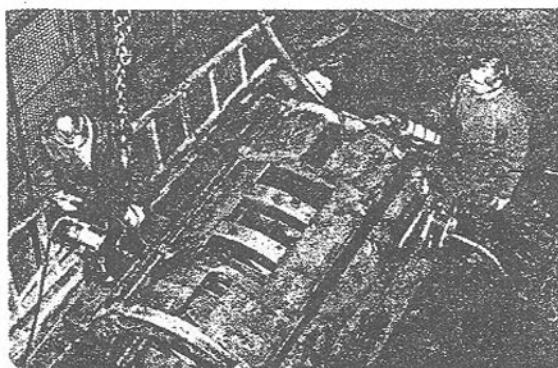


Рис. 1. Виброобработка корпуса статора

Корпус статора представляет собой сварную конструкцию массой 4000 кг, диаметром 1500 мм, длиной 2000 мм с набором продольных и поперечных ребер жесткости и косынок. Ребра и косынки сечением 70...100×100...200 мм², толщина стенок корпуса 20 мм. (Ребра ст.3, корпус маломагнитная сталь марки 45 Г 1703,

швы – нержавеющая сталь) Ввиду неоднородности материала корпуса, конструкция не может подвергаться термической обработке, а поэтому неизбежна виброобработка.

Виброобработка осуществлялась следующим образом. Корпус статора 2 установили на виброизолирующие опоры 4. Вибратор 1 вибромкомплекса ВК-86.ЛЭС.1 закреплялся вблизи торца корпуса на продольном ребре жесткости, второй вибратор 3 крепился на диаметрально противоположном ребре жесткости у другого торца корпуса (рис.2).

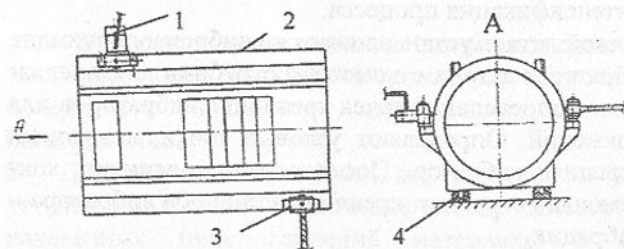


Рис. 2. Схема виброобработки корпуса статора двумя вибраторами: 1, 3 – вибраторы; 2 – корпус статора; 4 – виброизолирующие опоры

более высоких резонансных частотах (114...112 Гц).

Затем первый вибратор перенастраивался на вторую резонансную частоту 6900 об/мин (115 Гц) и виброобработка продолжалась еще 8 мин при повторном прохождении тех же частот вторым вибратором. После перестановки обоих вибраторов по другой диагонали весь процесс виброобработки производился идентично в течение 15 мин.

При взаимодействии двух вибраторов вначале виброобработки в мо-

мент резонанса выявились пики, при которых амплитуды колебаний были более 100 усл. ед. (делений индикатора интенсивности колебаний). После завершения виброобработки амплитуды колебаний существенно снизились (80-90 усл. ед.).

Ниже в табл. 1 приведены режимы виброобработки (В.О.).

Таблица 1 – Режимы виброобработки корпуса статора

Возбуждаемые резонансные частоты, Гц		Амплитуды колебаний, усл. ед.		Ток двигателя, А		Время В.О., мин
Первый вибратор	Второй вибратор	до В.О.	после В.О.	до В.О.	после В.О.	
42	158...154	>100	80	20	20	7
	114...112	>100	90	20	18	7
115	155...153	>100	80	24	22	8
	111...113	>100	80	20	20	8

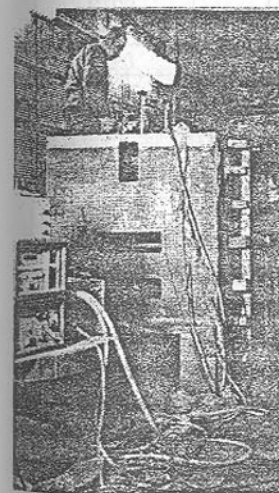


Рис.3. Контроль остаточных напряжений в корпусе статора с помощью рентгеновского дифрактометра «Страйнфлекс».

Для контроля остаточных напряжений в корпусе статора использовался портативный автоматический рентгеновский дифрактометр «Страйнфлекс» [6].

Это один из самых совершенных в мире переносных аппаратов.

Портативный дифрактометр «Страйнфлекс» состоит из следующих блоков: гониометра, контроллера, генератора рентгеновского излучения и теплообменника. Встроенный в контроллер микропроцессор управляет гониометром и ведет обработку результатов измерений, так что полученные значения сразу выводятся на печать. Аппарат снабжен специальной малогабаритной рентгеновской трубкой, что позволяет проводить измерения во многих труднодоступных местах. Момент замера напряжений представлен на рис. 3.

На поверхности корпуса статора в местах замера остаточных напряжений были подготовлены площадки методом электрохимического полирования. Нумерация точек измерения напряжений приведена на рис. 4.

Снижение уровня остаточных напряжений свидетельствует об эффективности процесса вибробстабилизирующей обработки. Произвели замер остаточных напряжений до и после вибробстабилизирующей обработки на этих площадках в нескольких точках.

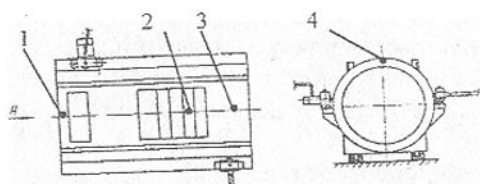


Рис. 4. Схема точек измерения напряжений на корпусе статора

от точек без индекса. Точки 1, 1а, 3, 3а находятся практически вплотную к сварному шву; точки 2, 2а – в свободной зоне ребра вдали от сварного шва; точки 4, 4а – на расстоянии 50 мм от шва.

Таблица 2 – Остаточные напряжения в корпусе статора

№ точек	Напряжения, МПа			
	после сварки		после виброобработки	
	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2
1	119±16	113±28	0±21	66±6
1а	184±17	158±48	147±12	140±9
2	-70±31	-2±12	-28±6	0±17
2а	-102±17	98±40	-80±6	36±18
3	-45±12	8±40	17±13	-2±2
3а	70±22	60±17	40±16	21±6
4	26±12	-153±8	0±2	-96±13
4а	-136±0	-153±4	-108±14	-114±8
Средние напряжения	94	93	53	59

Из табл. 2 следует, что напряжения σ_1 и σ_2 в результате приведенной виброобработки уменьшились в среднем на 40 %.

Выводы

1. Эксперименты подтвердили высокую эффективность и повышение производительности процесса вибростабилизирующей обработки одновременно двумя вибраторами на разных частотах.
2. Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных деталей двумя вибраторами позволяет расширить возможности технологического процесса.
3. Использование рентгеновской дифракции позволяет контролировать уровень остаточных напряжений непосредственно на изделиях в цехе после различных технологических процессов.

Список литературы: 1. Дрыга А.И. Вибрационная обработка сварного корпуса концевой части турбогенератора для снижения остаточных напряжений // Сварочное производство, М.: 1990. – №6. – С.10-11. 2. Дрыга А. И. Виброкомплекс ВК - 86.К3 для вибростабилизирующей обработки

Результаты измерения остаточных напряжений в корпусе статора до и после виброобработки приведены в табл. 2.

Точки измерения остаточных напряжений, обозначенные индексом «а», расположены на расстоянии около 1 см

крупных сварных и литых деталей // Вестник машиностроения, М.: 1993. – №3. – С.52-54. 3. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка крупных сварных узлов гидрогенератора // Сварочное производство, М.: 1993. – №7. – С.18-20. 4. Dryga A.I. Vibratory stress-relief units for stabilizing cast and fabricated parts. // Woodhead Publishing/ The Welding Institute Cambridge England/ 1990. Vol. 6 P.111-112. 5. А.с. 1766971 СССР, МКИ С 21 D 1/30. Способ обработки крупногабаритных деталей / А.И. Дрыга, В.Н. Борсенко, В.Л. Глейзер. Заявл. 13.12.90, опубл. 07.10.92г. Б.И. №37. 6. Дрыга А.И. Контроль снижения внутренних остаточных напряжений в ответственных сварных деталях энергооборудования при виброобработке // Тяжелое машиностроение, М.: 1993. – №2. – С.18-20. 7. Иванов С.А., Комяк Н.И., Мазуров А.И. Рентгенотелевизионные методы исследования микроструктур. Машиностроение.-М.: -1983. -131с. 8. Комяк Н.И., Мясников Ю.Г. Рентгеновские методы и аппаратура для определения напряжений. М: Машиностроения. -1972. -88с.

Статья поступила в редакцию 23.05.2001г.

ПОРТАТИВНЫЙ РЕНТГЕНОВСКИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИОН-90.3 ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЯХ ПОСЛЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ

Дрыга А.И., Брусиловский Б.А., Бондаренко И.Н.
(ДГМА, НТТМ «Импульс», г. Краматорск, Украина),
Буслик И.В. (МГУ, г.Москва, Россия)

In the article is esteemed principles of operation both idealized substantiation of relations and feasibility in engineering of a portative x-ray voltage meter PRION 90-3 for definition of residual stresses after mechanical and vibrational processing directly on a surface of bulky workpieces.

Неразрушающий рентгеновский метод определения остаточных напряжений может широко использоваться при совершенствовании технологических процессов механической и вибростабилизирующей обработки деталей.

Использование для измерения остаточных напряжений серийных крупногабаритных рентгеновских установок «Дрон» позволяет контролировать напряжения только в малых образцах [1]. Измерение остаточных напряжений в цеховых условиях, непосредственно на самих деталях, представляется возможным только с помощью переносных установок.

Для этих целей была разработана и изготовлена портативная рентгеновская установка ПРИОН-90.3 [2]. Это специально сконструированная

камера обратной съемки, при помощи которой можно вести измерение остаточных напряжений непосредственно на крупногабаритных изделиях в цехе.

При разработке методики измерения напряжений стремились предельно снизить трудоемкость, повысить надежность и эффективность выполняемых измерений.

Рассмотрим сущность метода.

Образец прямоугольной формы (рис. 1) находится под воздействием растягивающих усилий, направления которых указаны стрелками. Кристаллографические плоскости, почти параллельные поверхности, под воздействием этих усилий сближаются и несколько меняют свою ориентацию (новое положение плоскостей показано на рисунке пунктиром).

Напряженное состояние на поверхности $(\sigma_1 + \sigma_2)$ определяется по закону Гука:

$$\sigma_1 + \sigma_2 = -\frac{E}{\mu} \varepsilon. \quad (1)$$

Относительное удлинение $\varepsilon = \Delta l / l$ для кристаллов с кубической решеткой пропорционально относительному изменению параметра решетки $\Delta a / a$.

Значение $\Delta a / a$ можно определить, продифференцировав уравнение Вульфа-Брегга:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta a}{a} = -\operatorname{ctg} \theta \Delta \theta. \quad (2)$$

Подставим найденное выражение в уравнение (1):

$$(\sigma_1 + \sigma_2) = \frac{E}{\mu} \operatorname{ctg} \theta \Delta \theta, \quad (3)$$

где $\Delta \theta$ — изменение брегговского угла θ под воздействием макронапряжений.

Таким образом, для практической реализации метода необходимо направить рентгеновский луч 1 перпендикулярно поверхности образца 2 (см. рис. 1). Съемку следует произвести дважды: до деформации и после. Необходимо зафиксировать отражения, дающие дифракционные максимумы, найти $\Delta \theta$, а затем по формуле (3), определить плосконапряженное состояние поверхности образца $(\sigma_1 + \sigma_2)$.

Схема фокусирования должна обеспечивать надежную регистрацию дифракционных максимумов, соответствующих брегговскому углу, близкому 90° [минимальное значение $\operatorname{ctg} \theta$ в уравнении (3)]. Наиболее благоприятна для достижения поставленной цели обратная съемка. Схема съемки представлена на рис. 2.

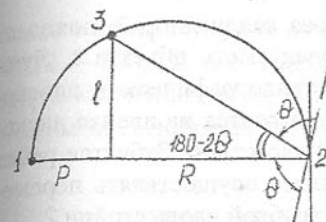


рис. 2. Схема фокусирования дифракционной линии при съемке

Рентгеновский луч от источника 1 падает на кристаллографическую плоскость образца 2 под углом θ , отражается от этой плоскости под тем же углом и фокусируется на пленке. Угол между осью падающего пучка и поверхностью образца равен 90° . Условие фокусирования: точки 1, 2, 3 должны располагаться на одной окружности.

Из схемы на рис. 2

$$\operatorname{tg}(180 - 2\theta) = \frac{l}{R}, \quad (4)$$

где l — полурастояние между дифракционными максимумами;

R — расстояние от пленки до образца.

Для определения расстояния от фокуса рентгеновской трубки до пленки P следует воспользоваться соотношением:

$$P = R \operatorname{tg}^2(180 - 2\theta). \quad (5)$$

Продифференцируем уравнение (4): $-\frac{2\Delta\theta}{\cos^2(180 - 2\theta)} = \frac{\Delta l}{R}$.

Отсюда

$$\Delta\theta = \frac{-\cos^2(180 - 2\theta)}{4R} \Delta(2l). \quad (6)$$

Подставим полученное значение для $\Delta\theta$ в уравнение (3):

$$(\sigma_1 + \sigma_2) = -\frac{E \operatorname{ctg} \theta \cos^2(180 - 2\theta)}{\mu 4R} \Delta(2l), \quad (7)$$

где $\Delta(2l) = 2l_i - 2l_0$ — изменение диаметра дифракционного кольца под влиянием макронапряжений;

$2l_i$ — диаметр дифракционного кольца напряженного участка изделия;

$2l_0$ — диаметр дифракционного кольца ненапряженного эталона.

Описанный принцип фокусирования лег в основу конструкции портативного рентгеновского измерителя остаточных напряжений ПРИОН-90.3.

Рассмотрим порядок работы измерителя остаточных напряжений ПРИОН-90.3 (рис. 3).

Пучок рентгеновских лучей от анода острофокусной трубки излуча-

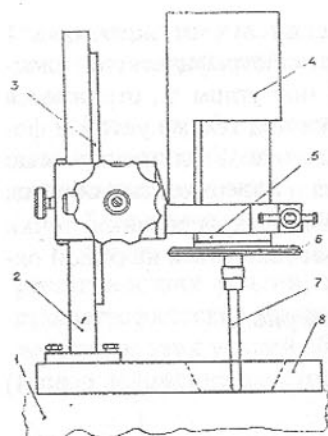


Рис. 3. Схема конструкции рентгеновского измерителя остаточных напряжений ПРИОН-90.3

Эталон ненапряженного материала должен представлять собой тонкую пластину толщиной 2-3 мм, размерами 130×50 мм. Его следует изготовить из того же материала, что и исследуемый объект. В нем заведомо должны отсутствовать напряжения.

Поверхностный слой пластины должен быть свободен от наклепа, возникшего при механической обработке. Его необходимо протравить «Царской водкой», удалив слой толщиной не менее 0,4 мм.

Существенное влияние на точность анализа и на продолжительность съемки оказывает расстояние R . В нашем случае оно равно 58 мм. Такую длину имеет коллиматор установки, выполняющий также функцию ограничителя расстояния «пленка — объект анализа». Уменьшение расстояния приводит к сокращению времени съемки и к увеличению ошибки измерения напряжений. Оптимальный диапазон изменения R от 60 до 100 мм. При необходимости повысить точность метода есть смысл увеличить R до 100 мм. Соответственно изменяются геометрические параметры съемки.

Использование рентгеновского измерителя напряжений ПРИОН-90.3 на ПО «Красный гидропресс» для контроля остаточных напряжений после механической и вибростабилизирующей обработки подтвердило его высокую надежность, эффективность и простоту эксплуатации в цеховых условиях.

Список литературы: 1. Комяк Н.И., Мясников Ю.Г. Рентгеновские

методы и аппаратура для определения напряжений. — М.: Машиностроение. — 1972. — 88 с. 2. А.с. 1805306 СССР. Рентгеновская камера для контроля крупногабаритных объектов / Б.А. Брусиловский, А.И. Дрыга, А.А. Клочко // Открытия. Изобретения. — 1993. — №12.

Статья поступила в редакцию 23.05.2001г.

ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ВОЛНЫ ПРИ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ НЕОДНОРОДНЫХ СРЕД

Дударенко О.В. (ЗГТУ, Запорожье, Украина)

The mathematical model of the flat contact problem of rolling nonhomogeneous materials is proposed. The analytic dependence for velocity of wave of deformation is received. The law of deformable waves front propagation of the methods of the theory of deviations and similarity is obtained.

Как отмечается в известной литературе [4,5], процесс качения деформируемых тел по деформируемой опорной поверхности является очень сложным процессом. Кроме геометрических факторов, определяющих качения, значительная роль принадлежит величине деформации контактирующих тел на контактной поверхности, что значительно усложняет анализ процесса контакта. Учет величины деформации необходим для изучения качения практически любых тел, т.к. все физические тела в той или иной степени являются деформируемыми, но особенно сложным становится анализ качения, если деформации конечные. В этом случае деформация выступает в роли основного кинематического фактора качения, а не в роли сопутствующего, как при качении твердых тел. Поэтому именно такое качение мы рассмотрим в данной статье.

В качестве физической модели контактного взаимодействия неоднородных сред принимаем качение колеса, обод которого снабжен пневматической шиной, обладающей упругостью и деформируемостью в радиальном, продольном и поперечном направлении по деформируемой опорной поверхности. При таком качении геометрически мы получаем изгибание плоскости на торец диска; появляется деформируемая поверхность Коши. На контактной поверхности действуют внешние (активные) и внутренние (пассивные) силы. Задачу решаем в подвижной относительной системе координат.

Аналитические решения получить для такой контактной задачи очень трудно, т.к. в контакт вступают четыре среды: металлический диск, воздух в камере, вязко-упругая резина и пластичный грунт. Поэтому, не используя интегральные сингулярные уравнения, проведем исследование плоской задачи качения методами теории размерностей и подобия.

Математическая модель качения для неоднородных сред имеет следующий вид:

$$F_1(r, p, N, a, \alpha, Y, \theta, \Delta r) = 0; \quad (1)$$

$$F_2(r, p, N, c, \alpha, \sigma, \Delta r) = 0; \quad (2)$$

$$F_3(r, p, N, b, \alpha, M, \varphi, \Delta r) = 0; \quad (3)$$

$$F_4(r, p, N, \alpha, \beta) = 0; \quad (4)$$

$$F_5\left(R, \sigma V, \rho, \frac{N}{p}, \alpha, t\right) = 0; \quad (5)$$

$$\frac{V}{\omega} = r_k \left(\frac{N}{pr^2}, \frac{c}{pr}, \frac{M}{pr^3} \right) \quad (6)$$

где r – радиус колеса, м; $\Delta r = r - r_k$ – деформация радиуса при торможении, $\Delta r = r - r_k$ – деформация радиуса при разгоне; p – давление воздуха в шине, Н/м²; N – нормальная нагрузка на колесо, Н; Y – боковая сила, Н; M – стабилизирующий момент, Нм; θ – угловое смещение плоскости обода в горизонтальной плоскости, рад; φ – угловое смещение плоскости обода в вертикальной плоскости, рад; σ – нормальное напряжение на контактной поверхности, Н/м²; ρ – плотность контактирующих тел, $\rho = \sqrt{\rho_1 \rho_2}$, кг/м³; a – коэффициент взаимодействия шины с опорной поверхностью в боковом направлении, Н/м; b – коэффициент взаимодействия шины с опорной поверхностью при кручении, Нм; c – коэффициент взаимодействия шины с опорной поверхностью в радиальном направлении, Н/м; α – коэффициент кривизны опорной поверхности при изгибе шины, 1/м²; β – кинематический параметр при качении колеса; R – фронт волны, м; t – время, с; V – скорость движения автотранспортного средства, м/с; ω – угловая скорость колеса, рад/с.

Основными и характерными размерными величинами для данного процесса являются м (метр) и Н (ньютон).

Уравнения (1-4) описывают динамику системы; уравнение (5) характеризует геометрические характеристики; уравнение (6) описывает кинематику процесса качения деформируемого колеса по деформируемому основанию.

Решение уравнений (1-4) представлено в работах [1,2], решение уравнения (6) в статье [3]. В данной работе мы рассмотрим уравнение (5).

В уравнение (5) входит пять характерных размерных величин. На основании π -теоремы для уравнения (5) можно составить две независимые комбинации из имеющихся пяти основных величин. Тогда:

$$F_4\left(\frac{N}{p\alpha}, \frac{\sigma V t^3}{\rho R^3}\right) = 0 \quad (7)$$

Но, как указывалось ранее [1,2], критерий $N/p\alpha = \text{const}$ для данного процесса. Следовательно, выражение (7) будет иметь вид:

$$F_4\left(\frac{\sigma V t^3}{\rho R^3}\right) = 0 \quad (8)$$

Решая уравнение (8) относительно фронта волны R , получим закон распространения деформационной волны при качении неоднородных сред:

$$R = k \left(\frac{\sigma V}{\rho} \right)^{\frac{1}{3}} t \quad (9)$$

Полученное выражение (9) определяет положение фронта деформационной волны от источника возбуждения. Теперь нетрудно определить скорость деформационной волны при качении неоднородных сред:

$$D = \frac{R}{t} = k \left(\frac{\sigma V}{\rho} \right)^{\frac{1}{3}} = \text{const} \quad (10)$$

где k – некоторый опытный коэффициент.

Выражение (10) показывает, что величина скорости деформационной волны при качении неоднородных сред D зависит от скорости качения колеса V и от параметра σ/ρ . Аналогичным свойством обладает скорость волны на поверхности раздел двух несмешивающихся жидкостей и скорость волны Релея.

Список литературы: 1. Асатурян А.Ш., Дударенко О.В. Закономерности взаимодействия пневматика с опорной поверхностью при качении // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 1998. – №2. – С.108-110. 2. Асатурян А.Ш., Дударенко О.В. Определение радиальной жесткости шины и жесткости при кручении методами теории размерности и подобия // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 1999. – №1. – С.83-84. 3. Асатурян А.Ш., Дударенко О.В. Применение теории размерностей к системному анализу в трибологии // Проблемы трибологии. – 2000. – №1. – С.23-29. 4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510с. 5. Добролюбов А.И. Бегущие волны деформации. – Минск: Наука и техника, 1987. – 142с.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

ЭНЕРГОЕМКОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТА

Егоров Н.Т. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

There are described energetical consumption for producing thick-sheet rolled steel in metallurgical plants and proposed effective technologies of strengthen treatment providing energetical consumption decrease.

Интенсивное развитие промышленности приводит к постоянному возрастанию спроса на энергию. В настоящее время более 12% всего топлива и свыше 20% вырабатываемой электроэнергии расходуется на нужды черной и цветной металлургии [1].

Прогноз рынка черных металлов показывает, что в новом тысячелетии сохранится высокая потребность в толстолистовом прокате. Существенным ограничением потребления толстолистового проката является высокая его стоимость. При этом значительный удельный вес (около 30 - 40 %) в себестоимости толстолистовой стали составляют расходы на энергию. Суммарный удельный расход энергии при производстве толстолистового проката на реверсивных прокатных станах, в зависимости от сочетания технологических операций, колеблется в достаточно широких пределах и составляет 2836-5790 Мдж/т. Наиболее энергоемкими операциями технологического процесса производства толстых листов являются нагрев под прокатку и термическая обработка, доля которых в общих энергозатратах весьма значительна и достигает 50-90 %. Однако, несмотря на это, вопросам расходования энергии при термической обработке стали многие годы должного внимания не уделялось.

Анализ структуры топливо-энергетических расходов при термообработке толстолистового проката на металлургических комбинатах «Азовсталь», Алчевском, Орско-Халиловском, Череповецком и заводе «Амурсталь» показал, что основные энергетические затраты (около 99,9 %) приходятся на технологическое топливо в качестве которого используются природный, доменный и коксовый газы, а также мазут.

В связи с использованием на металлургических комбинатах различных видов топлива технологическую энергоемкость термической обработки толстолистового проката оценивали удельным расходом условного топлива, что позволяло достаточно надежно сопоставлять энергетические (топливные) затраты на анализируемых предприятиях (таблица 1).

Анализ данных показывает, что удельный расход условного топлива при термической обработке толстых листов на металлургических комбинатах изменяется в широких пределах и составляет 78-135,3 и 46,1-103 кг на тонну соответственно физического и приведенного объемов производств.

Наибольший удельный расход условного топлива имеет место на стане 3600 меткомбината «Азовсталь» и стане 2300 завода «Амурсталь». Высокая энергоемкость на заводе «Амурсталь» объясняется использованием при нагреве листов в проходных роликовых печах в качестве топлива мазута. На меткомбинате «Азовсталь» повышенный расход топлива связан, в основном, с низким коэффициентом загрузки пода печей по их ширине из-за прокатки значительной доли узких листов, а также вынужденным простоем термического оборудования вследствие достаточно большого объема производства толстолистовой стали, не требующей термической обработки.

Таблица 1 – Энергоемкость производства термообработанного толстолистового проката на металлургических предприятиях

Металлургический комбинат, стан	Расход условного топлива		
	Всего, кг·10 ³	в том числе на тонну проката, кг/т	
		физического	приведенного
«Азовсталь», стан 3600	123227,4	135,3	103,0
Алчевский, стан 2800	51329,1	85,7	46,1
Орско-Халиловский, стан 2800	58859,2	78,0	49,1
Череповецкий, стан 2800	24094,4	107,0	61,0
«Амурсталь», стан 2300	30702,3	123,0	89,0

Примечание: Приведены данные по расходу топлива при максимально достигнутых объемах производства термообработанного проката

Энергоемкость термической обработки толстолистового проката зависит от марочного, размерного сортамента обрабатываемых листов, вида и режима термической обработки, которые характеризуются различными коэффициентами трудоемкости.

В таблице 2 приведены сведения об удельных затратах условного топлива на толстолистовых станах по видам термической обработки. Видно, что наиболее энергоемкими операциями термической обработки являются отпуск и отжиг.

Существенное снижение затрат при термической обработке толстых листов может быть обеспечено за счет совершенствования ее технологии и в первую очередь, в результате оптимизации температурно-временных параметров нагрева. Расчеты показывают, что снижение температуры печи при нормализации и закалке с 950 до 900°C и уменьшение удельного времени нагрева с 1,5 до 1,0 мин/мм обеспечивает экономию условного топлива в размере 23-25 кг на тонну термообработанного листа.

Значительная экономия энергии при термообработке достигается в результате эффективного использования тепла прокатного нагрева. Такая энергосберегающая технология термической обработки разработана и внедрена на стане 3600 Мариупольского металлургического комбината «Азовсталь» при нормализации толстых листов из углеродистых и низколегированных сталей в проходных роликовых печах [2].

Таблица 2 – Удельный расход условного топлива по видам термической обработки толстолистового проката

Металлургический комбинат, стан	Удельный расход условного топлива, кг/т				
	Всего	В том числе по видам термообработки			
		нормализация	закалка	отпуск	отжиг
"Азовсталь", стан 3600	135,3	87,8 1,54	137,5 2,0	198,6 3,3	-
Алчевский, стан 2800	85,7	67,8 1,47	80,5 1,76	143,6 3,75	449,3 8,65
Орско-Халиловский, стан 2800	78,0	73,5 1,5	78,9 1,75	154,7 3,6	-
Череповецкий, стан 2800	107,0	71,2 1,55	79,3 1,8	121,6 3,0	-
"Амурсталь", стан 2300	123,0	89,1 1,0	100,7 1,75	102,4 1,8	-

Примечание: Числитель - удельный расход условного топлива, знаменатель - средний коэффициент трудоемкости данного вида термообработки.

Для получения оптимального уровня свойств, создания наиболее благоприятных условий перекристаллизации и максимального использования тепла прокатного нагрева температура предварительного подстуживания листов после горячей прокатки перед термообработкой ограничена в пределах т. A_{r1} - (50÷100) °С, что для большинства углеродистых и низколегированных сталей соответствует интервалу 500 - 550°С. Повышение температуры горячего посада до значений межкритического интервала температур приводит при последующей нормализации к снижению ударной вязкости до уровня горячекатаного металла, а иногда и ниже. Это обусловлено тем, что процесс образования аустенита при фазовой перекристаллизации в этом случае не сопровождается ожидаемым измельчением зерна, а обуславливает его восстановление и укрупнение с образованием значительной разноразмерности.

При соблюдении оптимальных условий горячего посада (500-550°С) нормализованный толстолистовой прокат характеризуется пониженной склонностью к хрупкому разрушению и более однородной феррито-перлитной структурой по сравнению с обычной нормализацией [3]. Совмещение режимов регламентированной прокатки и нормализации в потоке стана обеспечивает дополнительное повышение прочностных свойств сталей на 20-30 Н/мм² и рост ударной вязкости на 25-30%.

Использование тепла прокатного нагрева при термической обработке толстых листов в проходных роликовых печах повышает их производительность на 30-40% и позволяет экономить 20-30 кг условного топлива на каждой тонне обрабатываемого металла.

Эффективным с точки зрения энерго- и ресурсосбережения является применение интенсивных технологий закалки и отпуска. Исследованиями

установлено, что наиболее целесообразно при закалке толстых листов из низколегированных сталей использовать двухстадийное или прерванное охлаждение. Скорость интенсивного охлаждения при двухстадийной закалке выбирается с учетом устойчивости переохлажденного аустенита обрабатываемых сталей, исходя из необходимости получения бейнито-мартенситной структуры без избыточного феррита, и составляет не менее 60-80°С/с в интервале температур т. A_{r3} - Мн. При температурах ниже 300 - 400°С охлаждение следует проводить со скоростями не более 20-30°С/с. Для достижения максимальной прокаливаемости сталей суммарной расход воды при закалке листов в агрегатах роликового типа должна быть не менее 150-200 м³/м²·ч.

Ускоренный отпуск закаленных листов лучше всего осуществлять путем форсированного нагрева, используя контролируемый перепад температур между металлом и нагревающей средой в начальной стадии процесса либо в течение всего цикла его проведения. Температура отпуска в этом случае на 20 - 50°С выше по сравнению с обычным нагревом и выбирается с учетом структур закалки, химического состава сталей и толщины обрабатываемых листов.

При прерванной закалке с окончанием охлаждения в интервале 600-300°С температуру ускоренного отпуска устанавливают в зависимости от условий закалки по формуле [4]:

$$T_{отп} = 787,5 + 1,25 \cdot V_{охл} - 0,25 \cdot t_{к.охл}$$

где $V_{охл}$ - скорость охлаждения при закалке, °С/с;

$t_{к.охл}$ - среднemasовая температура окончания интенсивности охлаждения, °С.

Применение интенсивных режимов закалки и ускоренного отпуска снижает на 10 - 12 % энергозатраты при производстве толстолистовой стали и более, чем в 2 - 3 раза увеличивает производительность термического оборудования.

Таким образом, энергетический кризис, который сегодня характерен для Украины и России, а также стремление металлургических предприятий к максимальной экономии энергии не только не должны сказываться на развитии термической обработки, а наоборот должны стимулировать разработку и внедрение ее энергоэкономных технологий.

Список литературы: 1. Экономия энергии при термической обработке стали / Ю.М.Брунзель, В.Л.Гусовский, Б.А. Моисеев и др. // Черная металлургия. Бюл. ин-та "Черметинформация". - 1987, № 1. - С. 3-14. 2. Нормализация толстолистовой стали с использованием тепла нагрева перед прокаткой / Подгайский М.С., Егоров Н.Т., Заннес А.Н. и др. // Бюллетень ин-та "Черметинформация". - 1975, № 8. - С. 50-51. 3. Егоров Н.Т., Гулев-

ский А.С. Влияние режима нормализации на низкотемпературную прочность и склонность к хрупкому разрушению толстолистовой стали 10ХСНД // Известия Академии наук СССР. Металлы. - 1985, № 5. - С. 134-136. 4. Способ термической обработки малоуглеродистой стали / П.И. Гуркаллов, Г.Н. Мулько, З.К. Шафигин и др. // Патент России, № 2082768. - 1997. - Бюл. № 18.

Статья поступила в редакцию 5.06.2001г.

ПОСТРОЕНИЕ МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АНТИПЛОСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ ДЛЯ АНИЗОТРОПНОГО ЦИЛИНДРА

Житняк В.Г. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

The author works up an approximate method. This method solves vibrations of the anisotropic cylinder problems. The cylinder contains cylindrical cavities. This cylinder tries antiplain deformations.

Рассмотрим протяженный прямолинейно-анизотропный цилиндр с M продольными полостями. Полости могут быть жестко подкреплены или свободны от подкрепления. Поперечное сечение цилиндра занимает область D , ограниченную внешним Γ_0 и внутренними Γ_m ($m = \overline{1, M}$) гладкими контурами. В области D введём прямоугольную декартову систему координат Ox_1x_2 с началом в центре поперечного сечения цилиндра и локальные системы $O_mx_{1m}x_{2m}$ с началами в центрах внутренних областей с границами Γ_m ($m = \overline{0, M}$). При этом считаем, что $x_{10} = x_1$, $x_{20} = x_2$.

Предполагаем, что в каждой точке цилиндра имеется одна плоскость симметрии упругих свойств, перпендикулярная его образующей. В цилиндре под действием гармонической нагрузки создаётся установившееся состояние антиплоской деформации, характеризующееся вектором перемещения [1] $\bar{U} = \bar{U}(0, 0, U_3)$, где

$$U_3 = U_3(x_1, x_2, t) = \text{Re}[U_3(x_1, x_2) \exp(-i\omega t)].$$

Амплитуда перемещения $U_3(x_1, x_2) = F(x_1, x_2)$ при отсутствии объемных сил удовлетворяет в области D уравнению

$$(\hat{A}_{55}\partial_1^2 + 2\hat{A}_{45}\partial_1\partial_2 + \hat{A}_{44}\partial_2^2 + \rho\omega^2\hat{A}_{44}^{-1})F = 0,$$

где $\hat{A}_{ij} = A_{ij}/A_{44}$; $\partial_i = \partial/\partial x_i$ ($i = \overline{1, 2}$); A_{ij} — модули упругости; ρ — плотность материала цилиндра. На контурах Γ_m выполняются условия

$$k_1 U_3 + k_2 \sigma_{n3} = 0. \quad (1)$$

где $k_1 = 0$, $k_2 = 1$ для свободной и $k_1 = 1$, $k_2 = 0$ для жестко подкрепленной цилиндрической поверхности, соответствующей контуру Γ_m ; Σ_{n3} — амплитуда касательного напряжения на площадках с внешней нормалью $\bar{n}$ в точках Γ_m .

После определения амплитуды $F(x_1, x_2) = U_3(x_1, x_2)$ можно по формулам

$$\begin{aligned} \gamma_{13} &= \partial_1 U_3, & \gamma_{23} &= \partial_2 U_3; \\ \sigma_{13} &= A_{45}\gamma_{23} + A_{55}\gamma_{13}, & \sigma_{23} &= A_{44}\gamma_{23} + A_{55}\gamma_{13}; \\ \sigma_{n3} &= \sigma_{13} \cos \Theta^* + \sigma_{23} \sin \Theta^*, & \sigma_{k3} &= -\sigma_{13} \sin \Theta^* + \sigma_{23} \cos \Theta^*; \\ E &= (\gamma_{23}\sigma_{23} + \gamma_{13}\sigma_{13})/2 \end{aligned}$$

найти деформации, напряжения и удельную потенциальную энергию.

Амплитуду $F(x_1, x_2)$ представим так:

$$F = F_0 + \dots + F_m + \dots + F_M.$$

Здесь функция F_m удовлетворяет уравнению

$$(\hat{A}_{55}\partial_{1m}^2 + 2\hat{A}_{45}\partial_{1m}\partial_{2m} + \hat{A}_{44}\partial_{2m}^2 + \beta^{*2})F_m = 0, \quad (2)$$

где $\beta^{*2} = \rho\omega^2/\hat{A}_{44}$.

Вместо вещественных переменных x_{1m} , x_{2m} введем в рассмотрение комплексные переменные

$$z_m = (x_{1m} + ix_{2m})/d, \quad \bar{z}_m = (x_{1m} - ix_{2m})/d, \quad z_0 = z,$$

где d — характерный линейный размер области D .

Теперь уравнение (2) можно преобразовать к следующему виду:

$$(a_1\partial_{z_m} + 0.5a_2\partial_{\bar{z}_m} + a_0I_z)F_m = 0, \quad (3)$$

где $a_1 = \hat{A}_{55} - \hat{A}_{44} + i2\hat{A}_{45}$; $a_2 = 2(\hat{A}_{55} + \hat{A}_{44})$; $a_0 = \beta^{*2}/2$;

I_z — оператор, обратный оператору ∂_z .

Функцию F_m представим так [2]:

$$F_m = B_1 F_{m1} + B_2 F_{m2}, \quad (4)$$

где $F_{m1} = \sum_{n=0}^{\infty} [z_m^n \varphi_{nm1}(z_m) + (1 - \delta_{m0}) \bar{z}_m^n g_{nm1}(\bar{z}_m)]$;

$$F_{m2} = \sum_{n=0}^{\infty} [\bar{z}_m^n \varphi_{nm2}(\bar{z}_m) + (1 - \delta_{m0}) z_m^n g_{nm2}(z_m)]; \quad (5)$$

B_1 и B_2 — постоянные; φ_{n0} — функция, голоморфная во внутренней области D_0 с границей Γ_0 ; φ_{nmi} ($m \geq 1$) — функция, аналитическая во внешней области D_m с границей Γ_m ; g_{nmi} — обеспечивает однозначность F_m при обходе контура Γ_m ; $i = \overline{1, 2}$; $\delta_{jj} = 1$, $\delta_{mj} = 0$ при $m \neq j$.

С помощью уравнения (3) и равенств (4), (5) находим следующие

ский А.С. Влияние режима нормализации на низкотемпературную прочность и склонность к хрупкому разрушению толстолистовой стали 10ХСНД // Известия Академии наук СССР. Металлы. - 1985, № 5. - С. 134-136. 4. Способ термической обработки малоуглеродистой стали / П.И. Гуркаллов, Г.Н. Мулько, З.К. Шафигин и др. // Патент России, № 2082768. - 1997. - Бюл. № 18.

Статья поступила в редакцию 5.06.2001г.

ПОСТРОЕНИЕ МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АНТИПЛОСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ ДЛЯ АНИЗОТРОПНОГО ЦИЛИНДРА

Житняя В.Г. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

The author works up an approximate method. This method solves vibrations of the anisotropic cylinder problems. The cylinder contains cylindrical cavities. This cylinder tries antiplain deformations.

Рассмотрим протяженный прямолинейно-анизотропный цилиндр с M продольными полостями. Полости могут быть жестко подкреплены или свободны от подкрепления. Поперечное сечение цилиндра занимает область D , ограниченную внешним Γ_0 и внутренними Γ_m ($m = \overline{1, M}$) гладкими контурами. В области D введём прямоугольную декартову систему координат Ox_1x_2 с началом в центре поперечного сечения цилиндра и локальные системы $O_mx_{1m}x_{2m}$ с началами в центрах внутренних областей с границами Γ_m ($m = \overline{0, M}$). При этом считаем, что $x_{10} = x_1$, $x_{20} = x_2$.

Предполагаем, что в каждой точке цилиндра имеется одна плоскость симметрии упругих свойств, перпендикулярная его образующей. В цилиндре под действием гармонической нагрузки создаётся установившееся состояние антиплоской деформации, характеризующееся вектором перемещения [1] $\bar{U} = \bar{U}(0, 0, U_3)$, где

$$U_3 = U_3(x_1, x_2, t) = \text{Re}[U_3(x_1, x_2) \exp(-i\omega t)].$$

Амплитуда перемещения $U_3(x_1, x_2) = F(x_1, x_2)$ при отсутствии объемных сил удовлетворяет в области D уравнению

$$(\hat{A}_{55}\partial_1^2 + 2\hat{A}_{45}\partial_1\partial_2 + \hat{A}_{44}\partial_2^2 + \rho\omega^2\hat{A}_{44}^{-1})F = 0,$$

где $\hat{A}_{ij} = A_{ij}/A_{44}$; $\partial_i = \partial/\partial x_i$ ($i = \overline{1, 2}$); A_{ij} — модули упругости; ρ — плотность материала цилиндра. На контурах Γ_m выполняются условия

$$k_1 U_3 + k_2 \sigma_{n3} = 0. \quad (1)$$

где $k_1 = 0$, $k_2 = 1$ для свободной и $k_1 = 1$, $k_2 = 0$ для жестко подкрепленной цилиндрической поверхности, соответствующей контуру Γ_m ; Σ_{n3} — амплитуда касательного напряжения на площадках с внешней нормалью $\bar{n}$ в точках Γ_m .

После определения амплитуды $F(x_1, x_2) = U_3(x_1, x_2)$ можно по формулам

$$\begin{aligned} \gamma_{13} &= \partial_1 U_3, & \gamma_{23} &= \partial_2 U_3; \\ \sigma_{13} &= A_{45}\gamma_{23} + A_{55}\gamma_{13}, & \sigma_{23} &= A_{44}\gamma_{23} + A_{55}\gamma_{13}; \\ \sigma_{n3} &= \sigma_{13} \cos \Theta^* + \sigma_{23} \sin \Theta^*, & \sigma_{k3} &= -\sigma_{13} \sin \Theta^* + \sigma_{23} \cos \Theta^*; \\ E &= (\gamma_{23}\sigma_{23} + \gamma_{13}\sigma_{13})/2 \end{aligned}$$

найти деформации, напряжения и удельную потенциальную энергию.

Амплитуду $F(x_1, x_2)$ представим так:

$$F = F_0 + \dots + F_m + \dots + F_M.$$

Здесь функция F_m удовлетворяет уравнению

$$(\hat{A}_{55}\partial_{1m}^2 + 2\hat{A}_{45}\partial_{1m}\partial_{2m} + \hat{A}_{44}\partial_{2m}^2 + \beta^{*2})F_m = 0, \quad (2)$$

где $\beta^{*2} = \rho\omega^2/\hat{A}_{44}$.

Вместо вещественных переменных x_{1m} , x_{2m} введем в рассмотрение комплексные переменные

$$z_m = (x_{1m} + ix_{2m})/d, \quad \bar{z}_m = (x_{1m} - ix_{2m})/d, \quad z_0 = z,$$

где d — характерный линейный размер области D .

Теперь уравнение (2) можно преобразовать к следующему виду:

$$(a_1\partial_{z_m} + 0.5a_2\partial_{\bar{z}_m} + a_0I_z)F_m = 0, \quad (3)$$

где $a_1 = \hat{A}_{55} - \hat{A}_{44} + i2\hat{A}_{45}$; $a_2 = 2(\hat{A}_{55} + \hat{A}_{44})$; $a_0 = \beta^{*2}/2$;

I_z — оператор, обратный оператору ∂_z .

Функцию F_m представим так [2]:

$$F_m = B_1 F_{m1} + B_2 F_{m2}, \quad (4)$$

где $F_{m1} = \sum_{n=0}^{\infty} [z_m^n \varphi_{nm1}(z_m) + (1 - \delta_{m0}) \bar{z}_m^n g_{nm1}(\bar{z}_m)]$;

$$F_{m2} = \sum_{n=0}^{\infty} [\bar{z}_m^n \varphi_{nm2}(\bar{z}_m) + (1 - \delta_{m0}) z_m^n g_{nm2}(z_m)]; \quad (5)$$

B_1 и B_2 — постоянные; φ_{n0} — функция, голоморфная во внутренней области D_0 с границей Γ_0 ; φ_{nmi} ($m \geq 1$) — функция, аналитическая во внешней области D_m с границей Γ_m ; g_{nmi} — обеспечивает однозначность F_m при обходе контура Γ_m ; $i = \overline{1, 2}$; $\delta_{jj} = 1$, $\delta_{mj} = 0$ при $m \neq j$.

С помощью уравнения (3) и равенств (4), (5) находим следующие

рекуррентные формулы

$$\psi_{nmi}(z) = -b_1 I_z \psi_{n-1mi}(z) / n + (1 - \delta_{ni}) \psi_{n-2mi}(z) / (n(n-1)), \quad (6)$$

где $n = 1, 2, \dots$; $\psi = \varphi, g$; $b_1 = \beta^{*2} / [2(a_2 / 2 - a_1 \bar{a}_1 / (0.5a_2))]$;

$$b_2 = a_1 \beta^{*2} / [a_2 / 2 - a_1 \bar{a}_1 / (0.5a_2)].$$

Исходя из формул (6) и представлений

$$\varphi_{00i} = \sum_{k=0}^{\infty} a_{k0i} z^k; \quad \varphi_{omi} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_{kmi}}{z_m^k} + a_{omi} \ln z_m;$$

$$g_{omi} = \ln z_m \sum_{k=0}^{\infty} \gamma_{kmi} z_m^k$$

для функций F_{mi} получим такие выражения:

$$F_0 = \sum_{k=0}^{\infty} [B_1 a_{k01} f_{k1}(z, \bar{z}) + B_2 \bar{a}_{k02} \bar{f}_{k1}(\bar{z}, z)];$$

$$F_m = \sum_{k=0}^{\infty} [B_1 a_{kml} f_{k2}(z_m, \bar{z}_m) + B_2 \bar{a}_{km2} \bar{f}_{k2}(\bar{z}_m, z_m)],$$

$$\text{где} \quad f_{k1}(z, \bar{z}) = M_{k0} \sum_{n=0}^{\infty} z^{-n} \sum_{k_1=0}^{\lfloor \frac{n}{2} \rfloor} A_{nn-2k_1} \frac{z^{k+n-2k_1}}{(k+n-2k_1)!};$$

$$f_{k2}(z, \bar{z}) = M_{k1} [(-1)^{k-1} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k_1=0}^{\lfloor \frac{n}{2} \rfloor} A_{n+k, n+k-2k_1} \frac{z^{n-2k_1} \bar{z}^{n+k}}{(n-2k_1)!} *]$$

$$* [\ln(z\bar{z}) - S_{kn}] + \sum_{k_1=0}^{\infty} \sum_{n=2k_1}^{k-1+2k_1} A_{nn-2k_1} \frac{z^{-n} (-1)^n (k-n+2k_1-1)!}{z^{k-(n-2k_1)}}] / M_{k4},$$

где $M_{00} = 1$, $M_{k4} = (k-1)!$ при $k > 0$;

$$A_{m, m-2k_1} = C_{m-k_1}^{k_1} b_2^{k_1} (-b)^{m-2k_1} / m! \quad \text{для} \quad m = n, n+k;$$

$$C_{m-k_1}^{k_1} = (m-k_1)! / (k_1! (m-2k_1)!); \quad S_{kn} = \sum_{l_1=1}^n l_1^{-1} + \sum_{l_1=k+1}^{k+n} l_1^{-1} + k^* \sum_{l_1=1}^k l_1^{-1};$$

$$M_{k0}, M_{k1}, k^* - \text{параметры; } \lfloor \frac{n}{2} \rfloor - \text{целая часть числа } \frac{n}{2};$$

a_{kmi} — постоянные, определяемые из граничных условий (1).

Для ортотропного цилиндра $A_{45} = \hat{A}_{45} = 0$; a_1, a_2, b_1, b_2 — вещественные величины.

В случае изотропного цилиндра имеем

$$a_1 = 0; \quad a_2 = 4A_{44}; \quad A_{55} = A_{44} = E / (2(1 + \nu)) = \mu,$$

где E — модуль Юнга,

— коэффициент Пуассона;

$$b_2 = 0; \quad b_1 = \beta^{*2} / 4;$$

$$A_{mm} = (-1)^m b_1^m / m!;$$

$$A_{m, m-2k_1} = 0 \quad \text{при} \quad k_1 > 0.$$

При этом для функций f_{k1}, f_{k2} получаются известные выражения [2]:

$$f_{k1}(z, \bar{z}) = M_{k0} \sum_{n=0}^{\infty} B_{kn} z^{-n} z^{k+n};$$

$$f_{k2}(z, \bar{z}) = M_{k1} [\lambda_k \sum_{n=0}^{\infty} B_{kn} z^{-n} z^{n+k} (\ln z + \ln \bar{z} - S_{kn}) + \\ + \sum_{n=0}^{k-1} \frac{(\beta^{*2} / 4)^n (k-n-1)! z^{-n}}{n! z^{k-n}}] / M_{k4},$$

$$\text{где} \quad B_{kn} = (-1)^n (\beta^{*2} / 4)^n / (n! (n+k)!).$$

Если в найденном решении (в выражениях для b_1 и b_2) положить $\beta^* = 0$ ($\omega = 0$), то получится соответствующее решение рассматриваемой задачи для статической нагрузки.

К достоинствам построенного метода решения задачи для анизотропного цилиндра можно отнести следующее: аналитическую форму решения; возможность его применения для цилиндров с поперечным сечением, занимающим многосвязные области.

Список литературы: 1. Гузь А.Н., Кубенко В.Д., Черевко М.А. Дифракция упругих волн. — К.: Наукова думка, — 1978. — 307с. 2. Житняя В.Г. Установившееся напряженное состояние эллиптического цилиндра // Теорет. и прикладная механика. Х.: Основа. 1993. Вып. 24. с. 69-74.

Статья поступила в редакцию 17.05.2001г.

КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И СМАЗКИ ДЛЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Жорник В.И.

(Институт надежности машин НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь)

The composite material and the grease, which modified of ultradispersed diamonds, are developed for heavy loading sliding units. Are investigated physic-mechanical and tribotechnical of properties of materials and areas of their application are determined.

Снижение энергоемкости и материалоемкости продукции является одной из главных задач, стоящих в настоящее время перед промышленностью. Решение этой задачи неразрывно связано с созданием новых материалов, способных удовлетворить постоянно растущие запросы техники. Одним из перспективных путей в этом направлении является синтез новых композиционных материалов или псевдосплавов для узлов скольжения, взамен традиционно используемых антифрикционных материалов таких, как бронзы, баббиты [1, 2]. Для повышения триботехнических свойств композитов применяется нанесение на рабочую поверхность смазочных алмазсодержащих покрытий. Порошок ультрадисперсных алмазов, обладающая уникальными свойствами, позволяет повысить работоспособность тяжело нагруженных пар трения, повышая несущую способность смазочного слоя, уменьшая интенсивность изнашивания трущихся поверхностей.

Синтез исследуемых композитов был осуществлен разным совмещением компонентов. Структура литых композиционных материалов (ЛКМ) представляет собой на макроуровне упрочняющие элементы, равномерно распределенные в матрице. С практической точки зрения в качестве армирующих элементов целесообразно использовать сферические гранулы (дробь) из железоуглеродистых сплавов, а в качестве матрицы - сплавы на основе меди (рис. 1).

Среди разнообразных факторов, влияющих на эксплуатационные свойства ЛКМ, при прочих равных условиях, существенное влияние оказывает степень армирования композитов и линейные размеры армирующих элементов. Наименьшая степень уплотнения армирующих элементов наблюдается, когда они расположены слоями так, что между ними образуются равномерно распределенные горизонтальные и вертикальные пустоты (ячейки). Суммарное свободное пространство, образованное ячейками, в этом случае, составляет 46-52% объема композита.

Максимальная степень уплотнения армирующих гранул одного размера достигается при их смещении относительно друг друга в вертикальных и горизонтальных плоскостях так, чтобы плоскости ячеек были повернуты на угол в 30° относительно плоскостей гранул, тогда суммарный объем ячеек составляет 20-25% объема композита и содержание матрицы в ЛКМ минимально. В большинстве случаев при формировании композита используется средняя степень уплотнения армирующих элементов. При этом смещают один горизонтальный слой армирующих элементов относительно другого на величину радиуса гранулы. Тогда в вертикальных плоскостях формируются ячейки, равные приблизительно 0,4 радиуса гранулы, а в горизонтальных - 0,15 радиуса гранулы, как и в случае максимального уплотнения армирующих элементов. Это позволяет получить объем ячеек, заполняемых матрицей, равный 38-42%. На практике свободный объем, за-

полняемый матрицей, получают, используя несколько типоразмеров армирующих элементов. Их подбирают таким образом, чтобы в ячейках, образованных гранулами больших размеров, размещались гранулы меньших.

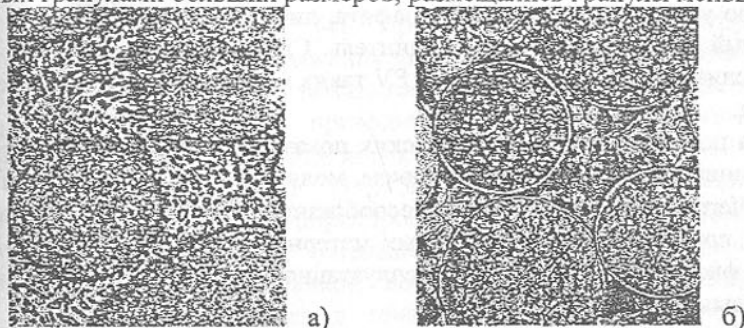


Рис. 1. Общий вид композиционных материалов с макронеоднородной структурой ($\times 50$): а) - с чугунными гранулами; б) - со стальными гранулами (матрица - кремнистая бронза)

Для анализа влияния диаметра армирующих гранул из стали типа ШХ15 были исследованы физико-механические свойства ЛКМ. Испытания показали, что наиболее высокие характеристики при статическом нагружении имеют ЛКМ, армированные гранулами среднего размера (1,0-1,5 мм). Однако, сопротивление динамическому разрушению возрастает с уменьшением размера гранул.

Исследования зависимости коэффициента трения от размера армирующих гранул и химического состава матрицы показывают, что коэффициент трения, в первую очередь, зависит от материала матрицы, и, практически, не зависит от размера армирующих элементов. В частности, при нагрузке 5,6 МПа и скорости скольжения 3,25 м/с коэффициент трения для композита матрица БрКЗМц1+ гранулы ШХ 15 составляет 0,06-0,08, в случае использования матрицы ЛЖМц58 - 0,02-0,03, а для матрицы БрО8 - 0,11-0,12. Значительное повышение коэффициента трения для матрицы БрО8 связано с увеличением в структуре матрицы содержания окисла олова, образовавшегося в процессе синтеза материала. В то же время зависимости массового износа ЛКМ от диаметра армирующих элементов носят ярко выраженный параболический характер с минимумом в области диаметра армирующих элементов 0,8-1,3 мм, который при тех же условиях испытаний для матрицы Бр КЗМц1 составляет 0,009 г/км, для - матрицы ЛЖМц58 равен 0,011 г/км, для матрицы Бр О8 - 0,042 г/км.

Антифрикционные свойства псевдосплавов системы железо-медь-графит сопоставимы со свойствами бронзы ОЦС5-5-5 [2]. Влияние структурно-свободной меди в них сводится, в основном, к теплоотводящим функциям из зоны трения. Теплопроводность железо-графита при введе-

нии 20 об.% меди, например, повышается примерно на 40%. При значительном содержании меди возможно схватывание взаимодействующих поверхностей. В условиях высоких скоростей скольжения (более 1,5 м/с) необходимо увеличить содержание графита, либо ввести в композит дополнительный твердосмазочный наполнитель. Следует, однако, отметить, что при ограниченной смазке критерий PV таких материалов не превышает 3-4 МПа·м/с.

Для повышения триботехнических показателей материал подвергают легированию фосфором, серой, цинком, молибденом и другими элементами [3]. Легирование фосфором целесообразно, прежде всего, в случае получения пористых антифрикционных материалов, легирование серой повышает физико-механические и эксплуатационные свойства железо-медь-графитовых материалов.

Выбор оптимального состава порошкового материала производится исходя из требований к условиям эксплуатации детали с выявлением ее доминирующих свойств [2]. Например, червячные колеса должны, прежде всего, обладать достаточно высокими прочностью и износостойкостью, доминирующим же свойством подшипниковых втулок следует считать максимальную износостойкость. В этой связи использование упрочняющих легирующих присадок в исходной шихте наиболее целесообразно при изготовлении червячных колес. Легирование подшипниковых втулок, очевидно, не является столь необходимым, т.к. приводит к неоправданному удорожанию технологического процесса в целом.

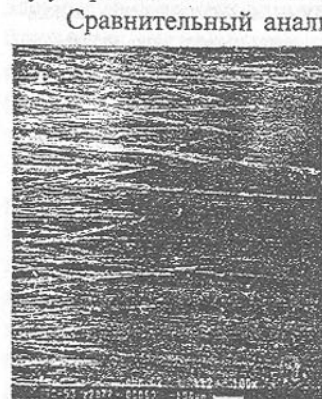


Рис. 2. Микроструктура поверхности трения закаленной стали 45 после испытаний со смазкой LT 8102, модифицированной УДА (5МПа) ($\times 100$).

Сравнительный анализ физико-механических свойств спеченных материалов системы «Fe-Cu-C» показывает перспективность использования для изготовления биметаллических червячных колес легирующих присадок в виде мелкодисперсных порошков хрома, никеля и серы. При этом оптимальным, с точки зрения обеспечения всего комплекса физико-механических свойств железомедных материалов, следует считать удельное содержание в шихте 1,5-2,0 % хрома, 1,0-1,4% никеля и 0,5-1,0% серы.

В тяжело нагруженных низкоскоростных узлах трения, когда смазочного действия не удастся обеспечивать путем использования гидродинамического эффекта, решающее значение приобретают граничные слои смазочного материала, химически модифицированные поверхностные и

приповерхностные слои материала, а также поверхностные пленки или самогенерирующиеся органические пленки. В этом случае эффективным является применение смазочных материалов, модифицированных ультрадисперсными алмазами [4]. Проведенное изучение структуры поверхности трения трибосопряжения «сталь-сталь» и триботехнических свойств консистентной смазки показывает, что модифицирование смазки ультрадисперсными алмазами приводит к существенным изменениям триботехнических свойств фрикционных сопряжений [5]. В частности, при низких нагрузках испытаний ($P=2-5$ МПа) образцов закаленной и отожженной стали 45 модифицирование приводит к снижению коэффициента трения пары, уменьшению интенсивности износа и формированию зеркально гладкой поверхности трения (рис.2). При повышении удельной нагрузки в зоне фрикционного взаимодействия оптимальная концентрация модификатора смещается в область более низких значений. При этом для случая закаленной стали 45 удельной нагрузке $P=10$ МПа соответствует концентрация $\gamma=3-4$ мас.%, для $P=15$ МПа - $\gamma=2-3$ мас.%, для $P=20$ МПа - $\gamma=1-1,5$ мас.%. Для случая отожженной стали 45 давлению $P=10$ МПа соответствует $\gamma=2-3$ мас.%, $P=15$ МПа - $\gamma=1-1,5$ мас.%.

Описанное явление может быть связано с тем, что по мере повышения давления испытаний уменьшается толщина масляной пленки, разделяющей контактирующие поверхности. При толщине пленки, соизмеримой с размером частиц и конгломератов УДА, присутствие высокой концентрации последних может нарушать гидродинамический режим смазки и приводить к повышению коэффициента трения и интенсификации износа. Повышение триботехнических характеристик фрикционной пары при модифицировании консистентной смазки УДА можно объяснить снижением шероховатости контактирующих поверхностей, а также их интенсивным деформационным упрочнением в процессе приработки. В частности, уменьшение величины микронеровностей контактирующих поверхностей способствует переходу граничного трения в режим гидродинамической смазки и снижению коэффициента трения и износа.

Таким образом, испытания модифицированных УДА смазок свидетельствуют о том, что триботехнические свойства фрикционной пары зависят от структурного состояния контактирующих поверхностей, концентрации УДА в смазке и уровня контактных давлений. Модифицирование смазки порошком УДА позволяет расширить диапазон нагрузок, при которых наблюдается устойчивая работа трибосопряжения.

Разработанные композиционные и смазочные материалы нашли применение в машиностроении, станкостроении, при ремонте технологическо-

го оборудования [2], в частности, эти материалы используются для реконструкции узлов турбинного оборудования в белорусской энергосистеме.

Список литературы: 1. Затуловский С.С., Кезик В.Я., Иванова Р.К. Литые композиционные материалы. - К.: Техника, 1990. - 240 с. 2. Жорник В.И., Калинин А.С., Кезик В.Я., Кобзарь Ю.В., Кот А.А. Рекомендации по ремонту и реконструкции тяжело нагруженных узлов скольжения с использованием композиционных материалов. - Минск: ИТК НАНБ, 2000. - 88 с. 3. Федорченко И.М., Пугина Л.И. Композиционные спеченные антифрикционные материалы. - К.: Наукова думка, 1980. - 403 с. 4. Витязь П.А., Жорник В.И., Кукареко В.А., Калинин А.С., Гильнич Н.Е. Влияние материала фрикционной пары на триботехнические свойства консистентной смазки, модифицированной ультрадисперсными алмазами // Трение и износ, 2000, 21, № 5. - С.527-533. 5. Калинин А.С., Жорник В.И., Верещагин В.А., Гильнич Н.Е. Исследование физико-механических и трибологических свойств композиционных материалов для тяжело нагруженных узлов трения // Порошковая металлургия, 1999, вып. 22. - С. 24-29.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001г.

КОНТРОЛЬ ПРОЦЕССА ВИБРООБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ПО ОТКЛОНЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВОЙ ЭДС

Задорожний Н.А., Дрыга А.И. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

In the article the results of examination of possibilities to control of process of handing by vibration of details on a diversion of parameters of a bearing electromotive force enunciated

Виброобработка сварных и литых деталей является современным эффективным наукоемким технологическим процессом, позволяющим обеспечивать выпуск новых видов конкурентноспособной продукции с высокими интегральными показателями по качеству, энергозатратам и надежности.

Преимущество виброобработки заключается в использовании режимов вибрации на резонансных частотах с высокими амплитудами динамических напряжений при минимальной мощности вибраторов.

Для промышленной эксплуатации в последние года создано экономичное оборудование – автоматизированные виброкомплексы [1-4], оснащенные дебалансными вибраторами с широким диапазоном регулирования скорости.

Высоких энергетических показателей при проведении технологических операций обработки и ощутимого результата энергосбережения уда-

ется дополнительно достигнуть при точном определении момента окончания виброобработки.

В результате анализа известных решений и проведения научно-исследовательских работ [5-9] выявлено, что высокая точность установления момента окончания виброобработки обеспечивается при использовании явления подшипниковой электродвижущей силы (ЭДС).

На рис. 1 показана функциональная схема виброкомплекса с устройством обеспечения контроля процесса виброобработки по отклонению параметров подшипниковой ЭДС.

Устройство содержит вибратор 1 механических колебаний, двигатель 2, регулируемый подшипником 3, изолированным от корпуса двигателя, электрические выводы которого а («Корпус двигателя») б («Обойма подшипника») через усилитель 4 подключены к измерительному прибору 5 и регистратору 6. Устройство содержит также преобразователь 7, блок 8 автоматической стабилизации скорости и датчик 9 ЭДС.

Устройство работает следующим образом.

Вибратор 1 закрепляют на обрабатываемой детали 10. Изменением скорости вращения двигателя при помощи преобразователя 7 блока 8 добиваются механического резонанса, т.е. осуществляют настройку на один из резонансных максимумов детали, а прибором 5 и регистратором 6 измеряют и регистрируют величину подшипниковой ЭДС, величина которой в случае настройки вибратора резонансный максимум путем изменения скорости вращения двигателя является максимальной. Известно, что реакция детали на виброусиление выражается в виброперемещении X , величина которого максимальна в случае резонанса, т.е. когда частота возбуждающей силы ω равна частоте K колебаний детали на одном из резонансных максимумов. Следовательно, корпус вибратора совершает колебания гармонического характера (при резонансе потери энергии вибрации близки к нулю) с

максимальной амплитудой, сдвиг фаз ϕ равен 90° . Сила реакции детали N на изолированный подшипник также сдвинута на 90° относительно возбуждающей силы, величина которой зависит от рассеяния энергии вибрируемой детали (так как $N = C_x + B_x$, где C – жесткость, B – демпфирование). Естественно, что при резонансе величина

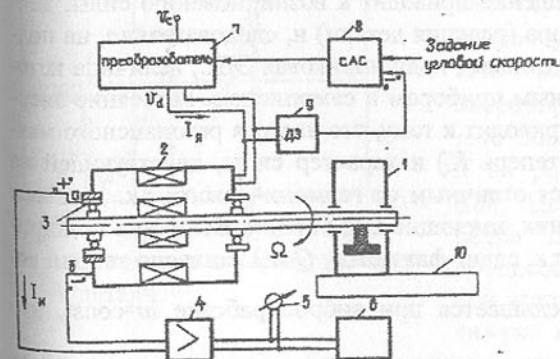


Рис. 1. Функциональная схема виброкомплекса

на подшипниковой ЭДС в свою очередь зависящая от силы реакции детали N и сдвига фаз, максимальна. По мере стабилизации внутренних напряжений детали за счет поглощения энергии вибрации резонансный максимум смещается и частота колебаний детали K_i , характеризующая этот i -тый максимум, будет иная (а именно $K_i < K$, так как происходит поглощение энергии вибрации деталью). Частота же возбуждающей силы ω остается неизменной, т.к. система стабилизации скорости вращения двигателя обеспечивает поддержание скорости при изменении нагрузки и других факторов на заданном уровне практически с нулевой статической ошибкой (системы с двукратным интегрированием ошибки регулирования). При незначительном отклонении ω и K_i происходит отклонение от резонанса и величина силы реакции детали N значительно уменьшается. Сдвиг фаз между Q и N будет иным и для случая $K_i < \omega$ сдвиг фаз $90^\circ < \varphi < 180^\circ$. Величина подшипниковой ЭДС уменьшается. В частном случае при значительном отклонении ω и K_i характер колебаний при виброобработке имеет вид биений и $\varphi = 180^\circ$, величина подшипниковой ЭДС имеет значение, близкое к нулю, так как через определенное время колебания детали с частотой K_i прекращаются. Разница показаний прибора между двумя сеансами обработки характеризует поглощение энергии вибрации деталью. Этот процесс возбуждения повторяется многократно и прекращается, если эта разница показаний не изменяется, что свидетельствует о том, что возможные резонансные максимумы заняли свои действительные положения, т.е. стабилизировались.

В процессе виброобработки деталь подвергают механическому возбуждению, т.е. регулируют угловую скорость вибратора до тех пор, пока частота возбуждающей силы – виброусилия ω станет равна частоте свободных колебаний детали K (на одном из резонансных максимумов детали). При резонансе сдвиг фаз между вибрационным усилием Q и перемещением X будет равен 90° , а характер изменения Q и X будет гармоническим. Вибрационное перемещение приводит к возникновению силы, действующей на корпус вибратора (реакция детали) и, следовательно, на подшипник, в результате чего возникает подшипниковая ЭДС, величина которой фиксируется индикаторным прибором и самописцем. Рассеяние энергии в вибрируемой детали приводит к тому, что частота резонансного максимума детали смещается (теперь K_i) и характер силы, действующей на корпус вибратора, становится отличным от гармонического, т.к. деталь и вибратор совершают колебания, имеющие вид биений. Величина подшипниковой ЭДС уменьшается, т.к. сдвиг фаз между Q и X согласно теории колебаний при $\frac{\omega}{K_i} > 1$ (K уменьшается при виброобработке $\omega = \text{const}$, что

обеспечивается системой стабилизации угловой скорости двигателя) равен

180° и свободные колебания с частотой K затухают. Величину ЭДС фиксируют индикаторным и регистрирующим прибором. Процесс виброобработки считается законченным, если показания приборов остаются неизменными, т.е. поглощение энергии обрабатываемой деталью не происходит и положение не приводит к смещению резонансных максимумов). Регулирование скорости двигателя осуществляется изменением напряжения преобразователя 7 блоком 8 автоматической стабилизации скорости, предназначенным для точного поддержания скорости вращения двигателя с помощью отрицательной обратной связи по ЭДС (датчик 9 ЭДС), а значит для точной настройки резонанса и стабилизации резонансного режима при вибровозбуждении детали.

Контроль процесса виброобработки деталей позволяют получить возможность полной автоматизации процесса виброобработки; повысить точность регистрации момента окончания виброобработки и производительность установки за счет исключения времени непроизводительной работы; получить значительную экономию электроэнергии и снизить трудоемкость операций за счет уменьшения времени виброобработки деталей и обеспечить объективность и надежность контроля процесса вибростабилизации.

На Краматорском заводе тяжелых станков была произведена виброрезонансная обработка чугуновой станины токарного станка 1A660 массой 2440 кг, материал СЧ 21-40. Для сопоставления характеристик и наглядности смещения частот на рис.2 показаны резонансные характеристики детали: а) до виброобработки ($\omega_{01}, \omega_{02}, \omega_{03}$ – частоты виброобработки); б) после виброобработки ($\omega_{01}', \omega_{02}', \omega_{03}'$ – частота после цикла виброобработки). X на рис.2 означает перемещение $\Delta\omega_1, \Delta\omega_2, \Delta\omega_3$ – смещение частот после цикла виброобработки. В процессе виброобработки, на первом этапе, частота резонансного максимума детали уменьшается на 5%

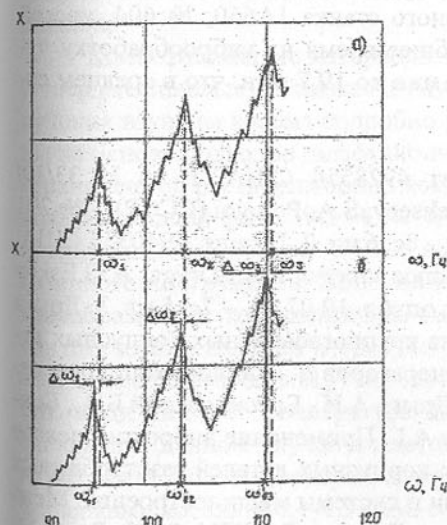


Рис. 2. Резонансные характеристики детали

(чтобы это установить необходимо вновь настроить вибратор на резонанс и по изменению скорости вращения двигателя установить величину смеще-

ния резонансного максимума), величина подшипниковой ЭДС – с 1,2 В (при резонансе) до 0,2 В. По истечении нескольких этапов виброобработки частота резонансного максимума смещается на 2-3%, а величина подшипниковой ЭДС соответственно уменьшается с 1,15 В до 0,2 В. Когда в процессе виброобработки положение резонансных максимумов стабилизируется, величина подшипниковой ЭДС, измеряемая прибором, остается практически неизменной и равной 1,2 В. Следовательно после завершения процесса вибробстабилизации детали при дальнейшей виброобработке поглощение энергии не происходит, о чем свидетельствует величина подшипниковой ЭДС, измеряемая прибором и регистрируемая самописцем.

Таблица – Данные исследований процесса виброобработки

Резонансная частота		Время, мин		Экономия времени
n об/мин	ν , Гц	по измерению потребления мощности	по измерению ЭДС	
5170	86,2	11	7,3	34%
5560	92,75	7	4,4	37%
6430	107,2	8	4,8	40%
7310	121,8	5	3,2	36%

В таблице приведены полученные при исследовании данные процесса виброобработки для станины токарного станка 1А660, № 604, массой 2440 кг. Из таблицы следует, что общее время на виброобработку чугунной станины станка снизилось с 31 мин до 19,7 мин, что в среднем составляет 36,5%.

Список литературы: 1. Патент 4928554 США, F 16 H 33/10/ Unbalance vibrator / A.I. Dryga, V.M. Alekseev, S.A. Polovoi (СССР). - № 291 778; заявлено 29.12.88; опубл. 29.05.90; - 8с. 6 ил. 2. Патент 4940336 США, МКИ В 01F 11/00; F 16 H 33/0. Unbalance vibrator / A.I. Dryga, A.G. Eskov (СССР). - № 357945; заявлено 30.05.89; опубл. 10.07.90. - 7с. 6 ил. 3. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных корпусных деталей электрических машин и гидрогенераторов // Тяжелое машиностроение, Москва, 1992. - №8. - С.23-25. 4. Дрыга А.И., Брусиловский Б.А., Бондаренко И.Н., Грищенко В.М., Ковалев А.Г. Применение виброкомплексов для вибробстабилизирующей обработки корпусных деталей газотурбинных установок // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. - Донецк, ДонГТУ, 2000, Вып. 11, С.218-222. 5. Задорожний Н.А., Дрыга А.И. Анализ амплитудно-частотной характеристики двухмассовой системы электропривода по обобщенным показателям электромеханического взаимодействия // АН СССР. Электричество, Москва, 1991. - №9. - С.59-63. 6. Заявка 391984 ФРГ, МКИ В06В 1/16. Verfahren zur vibrationsbearbeitung teilen und einrichtung zur durchfu-

durchfuhrung desseiben / A.I. Dryga, N.A. Zadorozny. M.A. Kuzmin. P.M. Libman (СССР). № Р 3942079.5; заявлено 20.12.89; опубл. 28.06.91. - 22 с. 1 ил. 5. Заявка 1053091 Китай, МКИ С21D 10/00, С22F 3/00. В06В 1/16. Vibrating workpieces / A.I. Dryga, N.A. Zadorozny, M.A. Kuzmin, P.M. Libman (СССР). - № 90100038.8; заявлено 06.01.90; опубл. 17.7.91. 1с. 7. Задорожний Н.А. Дрыга А.И. Анализ динамических свойств электромеханической системы дебалансного вибровозбудителя виброкомплекса ВК-79 // Электротехника, Москва, 1992. - №6-7. - С.25-28. 8. Дрыга А.И., Задорожний Н.А. Исследование электромеханических систем управления виброкомплексами // Тяжелое машиностроение, Москва, 1993. - №9. - С.10-14.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АЛМАЗОАБРАЗИВНОГО ИНСТРУМЕНТА НА МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ

Зайцев В.А., Кузей А.М., Францкевич А.В.
(ФТИ НАН Б, г. Минск, Беларусь)

The investigation is made of the mechanisms for interaction and formation composite structures in the systems on the base of Me - Na₂O · SiO₂ · K₂O - diamond.

Композиционные материалы систем WC-Co, WC-TiC-Co, WC-TiC-Ni («твердые сплавы»), а также Al-Al₂O₃, Al-ZrO₂ («САП») и процессы их получения изучены весьма подробно [1,2]. Эти классы материалов разработаны на основе подходов диффузионной кинетики и термодинамики систем с ограниченной растворимостью компонента устойчивого в области существования жидкой фазы WC + C $\rightleftharpoons$ WC + Co (жидкость). В ряде случаев композиционные материалы WC-Co используются в качестве связки алмазобразивного инструмента. Высокие температуры спекания (1380-1450°С) алмазобразивных композиций на связке WC-Co ограничивают применение синтетических алмазов и требуют спекания при давлениях соответствующих термодинамической устойчивости алмаза. Введение в состав композиции меди снижает температуры и давления спекания. Движущей силой спекания в данном случае является смачивание медью прослоек кобальта на частицах WC. В дисперсных системах с размерами частиц WC 1-3 мкм и пленками кобальта 0,1-0,3 мкм. смачивание и растекание сопровождается растворением кобальта агломерированием частиц WC. Частицы WC не смачиваются медью и препятствуют диффузионному (конвекционному) массопереносу в системе WC-Co-Cu.

В качестве связок алмазобразивного инструмента широко применяется система Cu-Sn [4, 5]. Взаимодействие в системе протекает в интервале

650-750°C и приводит к образованию сплава (меднооловянного). Функция связки в алмазобразивном инструменте сводится к удержанию зерен и износу со скоростью обеспечивающей обнажение новых зерен вместо изношенных. Последнее наблюдается в узких диапазонах режимов обработки одного материала. Введение в реагирующую систему Cu-Sn (WC-Co-Cu), дисперсных частиц изменяет характер взаимодействия. Оптимальной, с точки зрения термодинамики и кинетики взаимодействия связкой алмазобразивного инструмента, являлось бы система подобная WC-Co.

Объектами исследования являлись системы Cu-Sn, Cu-Sn-стекло. Порошки меди олова и алмаза смешивали, прессовали в брикеты (150 МПа), которые спекали при 750°C в течение 0,5-3 часов. Концентрация олова составляла 10% и 20% мас. Концентрация алмазного порошка в смеси 10, 25, 50% об. Параллельно спекались брикеты из порошка сплава Cu-Sn с 30% мас. меди и алмазными порошками. Размер частиц алмаза составлял 14-10, 28-20, 40-28, 63-40 мкм. После спекания исследовали состав брикетов.

По данным рентгеновского фазового анализа частицы меди (непрореагировавшие) сохранялись в спеке после 3 часового отжига, концентрация меди зависела от содержания и размеров частиц алмазных порошков (таблица 1). При содержании алмазного порошка фракция 14/10 более 10% об. скорость взаимодействия снижается в несколько раз (таблица 1). Снижение скорости взаимодействия обусловлено блокированием частицами алмаза границ раздела и снижением интенсивности диффузионного массопереноса. Снижение интенсивности взаимодействия обуславливает и снижение твердости композиций. В зависимости от концентрации алмаза, олова и времени выдержки твердость композиций полученных спеканием тройных систем медь-олово-алмаз на 25-30 HRC ниже, чем композиций полученных спеканием двойных систем сплавов (медь-олово) — алмаз. В отличие от тройных систем в двойных системах образование межчастичных контактов происходит в основном путем миграции (пропитки) расплава между частицами алмаза, либо вследствие вязкопластичного течения (усадки) композиции. Из-за отсутствия взаимодействия смачивание в системе не имеет места, что снижает интенсивность межчастичного (расплав-твердое тело) взаимодействия.

Таким образом, в отличие от системы WC-Co-(алмаз) в алмазобразивных композициях Cu-Sn образование межчастичных контактов происходит путем реакционной диффузии, миграции расплава, вязкопластичного течения а введение наполнителей снижает скорость. Для разработки более эффективного алмазобразивного инструмента необходимо создать композицию подобную WC-Co-(алмаз).

Термодинамические и металлохимические характеристики системы

WC-Co воспроизвести не представляется возможным, однако можно создать системы термодинамически неустойчивые, в которых в первом приближении протекают процессы сплавообразования близкие к процессам в системе WC-Co.

В композиции WC-Co, кобальт представлен пленками на частицах WC и дисперсными частицами, плавление частиц кобальта и приводит к формированию межчастичных контактов и сплавообразованию.

Подобный механизм образования контактов протекает в системе металл-стекло, а взаимодействие протекает с низкой скоростью. В качестве стекла использовали боросиликатное стекло (легкоплавкий компонент связки K1), и металло-порошок сплава Cu-20% Sn. Твердость брикетов полученных спеканием при 750-770°C, при содержании стекла 20-30% мас. достигает 90-100 HRC, с алмазными порошками — 28-35 HRC. Величина твердости не зависит от длительности процесса спекания. Образование межчастичных контактов происходит в результате смачивания расплавом стекла частиц металла. Смачивание сопровождается растворением оксидных пленок, изменением состава стекла, температуры начало растекания, однако скорость этого процесса невелика. Таким образом, при разработке алмазобразивного инструмента могут быть использованы термодинамически неустойчивые металлооксидные системы, кинетическая стабильность которых позволяет достичь требуемого комплекса прочностных, физико-химических характеристик алмазосодержащих композиционных материалов.

Таблица 1 - Влияние концентрации алмазного порошка на интенсивность взаимодействия в системе Cu-Sn

Время отжи- га, час.	взаимодействия в системе Cu-Sn										
	Концентрация меди % мас.										
	Размер частиц алмазного порошка										
	14/10			28/20				40/28			
	Концентрация алмазного порошка % об.										
	0	10	25	50	10	25	50	10	25	50	
Концентрация олова 10%											
05	60	70	80	85	70	70	80	60	65	65	
1	50	60	75	80	55	65	73	55	60	60	
2	40	55	70	75	50	60	60	40	53	55	
3	35	50	67	70	45	50	56	45	50	50	
Концентрация олова 20%											
05	30	60	70	75	40	60	70	95	40	50	
1	20	45	60	60	30	45	60	30	30	30	
2	10	40	47	50	20	3	50	20	20	20	
3	6	35	30	45	15	20	25	10	15	15	

Список литературы: 1. Либерсон Г.А. Производство спеченных изделий. — М.: Металлургия, 1982- 365 с. 2. Пашенко А.А. Инструмент из

сверхтвердых материалов на керамических связках. - Киев: Наукова думка, 1980-216 с. 3. Костиков В.Н., Шипков Р.И. Графитизация и алмазобразование. - М.: Металлургия, -430с. 4. Кизиков Э.Д., Верник Е.Б., Кошевой Н.С. Алмазметаллические композиции. Киев: Наукова думка, 1988 -246 с. 5. Галицкий В.Н., Курищук А.В., Муровский В.А. Алмазобрабатывающий инструмент на металлических связках для обработки твердого сплава и стали. - Киев: Наукова думка, 1988 - 284 с.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001г.

ВИБРОАКУСТИКА ОВОЩЕРЕЗАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Заплетников И.Н. (ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

Are established vibroacoustic of the characteristic vegetable cutters of machines. The estimation of influence of the constructive, technological and operational factors on these characteristics is given. Their are constructed empirical multifactor of model. The area of practical use of results is determined.

Машины для измельчения овощей широко используются в производственных цехах предприятий общественного питания, консервных цехах малой и средней мощности, предприятиях АПК и фирмах, специализирующихся на выпуске овощных продуктов питания.

Наиболее крупными производителями этих машин среди стран СНГ являются Белорусское ПО торгового машиностроения (г. Барановичи), Пермский завод торгового машиностроения (Россия), в дальнем зарубежье – шведская фирма «Hallde». Появились также ряд фирм, изготавливающих эти машины под заказ.

Белорусское ПО торгмаш выпускает овощерезки типа МРО, Пермский завод торгмаш – овощерезки к универсальным кухонным машинам и малогабаритным приводам. Номенклатура «Hallde» соответствует, в основном, белорусской или наоборот.

В конкурентной борьбе среди производителей этих машин одной из важнейших характеристик в современных условиях на внешнем рынке оказались их виброакустические характеристики (ВАХ). Согласно директиве ЕС скорректированный уровень звуковой мощности машины должен быть указан на бирке машины. Многолетними исследованиями лаборатории виброакустики ДонГУЭТ ВАХ технологического оборудования пищевых производств, в т.ч. овощерезательного [1,2], были установлены уровни звуковой мощности машин в октавных полосах частот L_{pi} скорректированные уровни звуковой мощности L_{pa} , виброскорости корпусов V в различных режимах работы машин, основные источники шума и вибрации, получены осциллограммы виброакустических процессов в машинах при нарезании

разнообразных овощей, построены эмпирические модели ВАХ и установлены взаимосвязь ВАХ с рядом эксплуатационных параметров машин. На основе этих исследований разработаны и внедрены конструктивные мероприятия по улучшению ВАХ.

ВАХ овощерезательных машин, выпускаемых серийно заводами, приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Уровни звуковой мощности машин

Тип, режим работы	Среднегеометрические значения октавных частот, Гц								Корректированный уровень, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1. МРО 50-200, без продукта	60	62	67	68	68	63	52	41	70
2. МРО 50-200, с картофелем	62	77	77	77	78	72	66	64	77
3. МРО-350, без продукта	54	74	80	79	70	68	60	49	79
4. МРО-350, с картофелем	63	65	82	83	78	74	70	64	83
5. МРО 400-1000, без продукта	80	78	77	78	75	69	59	54	77
6. МРО 400-1000, с картофелем	89	84	84	86	83	78	75	70	80
7. МПР-350, без продукта	54	61	72	74	72	68	61	52	76
8. МПР-350, с картофелем	61	66	76	76	75	69	66	56	86
9. ПУ-0,6, овощерезка, без продукта	60	58	71	70	71	71	59	53	77
10. ПУ-0,6, овощерезка, с картофелем	66	66	73	75	76	72	62	55	77
11. П-2, овощерезка, без продукта	-	62	79	77	81	82	81	81	82
12. П-2, овощерезка, с картофелем	-	77	81	84	89	90	89	89	90
13. УММ-ПР, овощерезка без продукта	61	65	75	84	86	86	80	72	85
14. УММ-ПР, овощерезка, с картофелем	64	67	77	83	86	87	82	75	86
15. Hallde RG-7, без продукта	77	70	67	66	65	56	49	47	73
16. Hallde RG-7, с картофелем	-	-	-	-	-	-	-	-	83

Анализ ВАХ овощерезательных машин показал, что скорректированный уровень звуковой мощности овощерезательных машин типа МРО и

МПР изменяется в пределах от 70 до 79 дБА при работе без продукта и соответствует допустимым требованиям к этим характеристикам. Следует отметить низкие уровни L_{pA} у машин МРО 50-200 и Hallde. В пределах допустимых норм оказываются у машин МРО и МПР уровни звуковой мощности в октавных полосах частот.

Овощерезательные машины с приводами П-2 и УММ-ПР имеют худшие ВАХ по величинам L_{pA} на 3-6 дБА, по средним частотам на 10-13 дБ, по высоким частотам – 2000 Гц на 12-16 дБ, 4000 Гц – на 10-11 дБ и 8000 Гц – на 22-30 дБ.

Столь существенное расхождение в ВАХ этих машин связано с изменением конструкции привода: применением зубчатых передач вместо клиноремной у МРО, МПР, Hallde, а также наличием люфтов и зазоров в местах крепления рабочего органа к приводу. Применение пластмассового корпуса у машины Hallde привело к возрастанию ВАХ на низких частотах и уменьшению на средних и высоких частотах.

Ухудшение ВАХ наблюдается при работе машин с продуктом. Они выходят за пределы допустимых норм на средних и высоких частотах. Величина превышения достигает 2-7 дБ на средних 2-9 дБ на высоких частотах, а по L_{pA} на 6-9 дБА. Наиболее высокие значения ВАХ наблюдаются при нарезании свеклы и моркови. По сравнению с измельчением картофеля ВАХ возрастают на 2-5 дБ(А). На величину ВАХ оказывает влияние и вид рабочего органа наиболее высокие значения ВАХ соответствуют нарезанию свеклы комбинированным ножом на брусочки 10х10мм – 93 дБА и моркови – комбинированным ножом на брусочки 3х3мм – 91 дБА.

Основными источниками шума в машинах МРО являются электродвигатель, подшипники на высоких частотах, взаимодействие рабочего органа с продуктом, качающийся толкатель (в шарнирах). Шум от натяжения ремня клиноремной передачи оказывает незначительное влияние на ШХ машины. При максимальном натяжении уровень шума возрастает на 2 дБА.

В экспериментах было отмечено, что при работе машины с продуктом типа свеклы, моркови, в меньшей степени картофеля, при использовании комбинированного ножа происходит забивание гребенок волокнами продукта в ее углы. Спрессовавшиеся волокна образуют выступы, которые при вращении ножа ударяют по нижней стороне толкателя. В результате возникает дополнительный шум еще и от вибрации осей серповидного толкателя. Возрастание шума от этого может достигать 5-6 дБА. Наиболее шумными местами в машине является место выгрузки продукта и над загрузочным приспособлением машины.

Следует отметить, что на ВАХ роторной овощерезательной машины МРО 400-1000 значительное влияние оказывает вид загрузочного приспособления. При работе машины с продуктом L_{pA} увеличивается на 7-11 дБА

при установке ручного приспособления и на 11-12 дБА – при установке ба-рабана по сравнению с работой машины без продукта. Эта тенденция сохраняется и для L_{p1} . Ее величина возрастает на 4-12 дБ на низких, на 8-13 дБ на средних и 6-26 дБ на высоких частотах. Подобное явление объясняется большими величинами динамических нагрузок в МРО 400-1000 по сравнению с дисковыми овощерезками.

На ВАХ овощерезательных машин влияет не только ее режим работы, но и ряд других факторов. В частности это усилие подачи продукта к рабочему органу F , длина резания D , площадь поперечного сечения продукта S и сопротивление его измельчению, которое характеризуется модулем упругости продукта E . Для получения многофакторной эмпирической модели эксперимент планировался. Матрица планирования соответствует схеме 2^4 . В качестве объекта исследований выбрана наиболее прогрессивная модель среди овощерезательных машин – овощерезательно-протирочная типа МПР-350.

Основной уровень варьирования факторами соответствовал значениям $E = 3,25$ МПа, $F = 55$ Н, $D = 65$ мм и $S = 55$ см². Машина работала в двух режимах: наиболее нагруженном – измельчение свеклы комбинированным ножом на брусочки размером 10х10 мм (первый режим) и в наиболее распространенном – измельчение картофеля комбинированным ножом 3х3 мм (второй режим). Параметры целевых функций – уровни звуковой мощности L_{pA} и виброскорости корпуса машины V измерялись соответственно аттестованными приборами первого класса: шумомером RFT 00023 и ВШВ-003 с вибродатчиком ДН-3. Запись изменения параметров во времени производилась персональным компьютером. Обработка и расшифровка полученных осциллограмм, применение метода планирования экспериментов [3] позволили получить регрессионные модели ВАХ машины, представленные в натуральных переменных для значимых факторов.

Первый режим

$$L_{pA} = 996,36 + 4,182 F - 99,68 S + 0,087 FS \quad (1)$$

$$V = 302,4 - 4,225 D - 4,79 S + 0,031 DS \quad (2)$$

Второй режим

$$L_{pA} = 111,77 - 1,37 E + 7,16 S + 0,13 ES \quad (3)$$

$$V = 195,5 - 4,26 F - 3,56 S + 0,072 FS \quad (4)$$

Анализ моделей ВАХ в кодированных переменных свидетельствует о наибольшем влиянии на шумовую характеристику площади поперечного сечения продукта и его модуля упругости. На виброскорость корпуса машины – площадь поперечного сечения и длина реза, пропорциональная максимальному размеру продукта. Парное взаимодействие факторов влияет незначительно. К улучшению ВАХ приводит уменьшение величин S и E ,

а к снижению виброскорости корпуса еще и уменьшение величины D . Уменьшение параметров S , E , D в овощережательных машинах возможно при снижении нагрузок на рабочий орган. Вместе с тем параметры S , E и D , которые зависят от крупности продукта и его вида, являются неуправляемыми факторами. Поэтому улучшение ВАХ можно достигать усовершенствованием конструкции режущих элементов рабочих органов машин, устранением застойных зон в комбинированных ножах, своевременной заточкой ножей. Эти мероприятия позволят снизить нагрузки на рабочий орган машин и улучшить ее ВАХ.

Результаты исследований использованы Белорусским ПО торгового машиностроения при модернизации и создании новых овощережательных машин. Значения ВАХ применимы при проектировании производственных цехов предприятий общественного питания для расчета ВАХ машин, а также допустимых уровней шума на рабочих местах и в залах обслуживания предприятий общественного питания, создания требуемых санитарно-гигиенических условий труда обслуживающего персонала.

Список литературы: 1. Заплетников И.Н. Снижение шума торгового технологического оборудования. — К.: Выща школа, 1990. — 150с. 2. Заплетников И.Н., Олейникова Э.В., Павлов М.Я. Экспериментальное исследование виброакустических характеристик овощережательно-протирочной машины /Оборудование и технологии пищевых производств. — Тем.сб.наук.тр. — Донецк, ДонГУЭТ. — 2000, — вып. 4, Т.1 — С 52-60. 3. Заплетников И.Н., Павлов М.Я. Методические аспекты мониторинга технологического оборудования пищевых производств /Оборудование и технологии пищевых производств. — Тем.сб.наук.тр. — Донецк, ДонГУЭТ. — 1999, — вып.3. — С. 87-92.

Статья поступила в редакцию 16.04.2001г.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ ИНСТРУМЕНТА — РЕЖУЩЕГО ДИСКА ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ ПЛОСКОСТЕЙ

Зарубицкий Е.У. (ВНУ, г. Луганск, Украина)

Consideration increasing of stability of instrument to account of installing the cutting disk under angles and cooling the cutting wedge

Прогрессивным методом обработки плоскостей из углеродистых и коррозионно-стойких сталей является термофрикционная обработка металлов [1, 2].

Инструментом для термофрикционной обработки служит режущий

диск, который обладает преимуществами круглого вращающегося резца и тел трения. Режущий инструмент изготавливается из стали 50 или стали 65Г, имеет простую геометрию, не требуется централизованного выпуска, имеется возможность заточки инструмента непосредственно на станке.

Сущность процесса обработки заключается в том, что при окружной скорости режущего диска 50...70 м/с и подаче до 600 мм/мин припуск, нагретый до 900...1100°C срезается клином инструмента.

Для обеспечения высокой производительности обработки важным является износ и стойкость режущего диска.

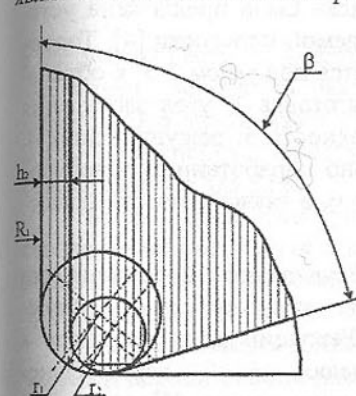


Рис. 1. Схема износа диска.

Критерием износа режущего диска является изменение радиуса вершины режущего клина r , который в процессе работы увеличивается с $r_{\min} = 0,1$ мм до $r_{\max} = 0,5$ мм. Схема, по которой происходит износ режущего диска, зависит от величины снимаемого припуска. Диск изнашивается одновременно по вершине режущего клина с увеличением радиуса вершины и по периферии. При снятии больших припусков также наблюдается постепенное увеличение радиуса r .

Предложен расчет износа режущего диска с использованием результатов других

исследователей [3].

После преобразований путь трения L до закругления вершины режущего диска определяется по формуле:

$$L = \frac{1,14}{i_h \cdot B \cdot \left[1,8 \left(\frac{[P_z(1-K)]^2 + P_y^2}{0,5 \cdot B \cdot \pi \cdot r} \right)^x - 0,85 \left(\frac{P_z \cdot K}{K \cdot B \cdot a} \right)^x \right]},$$

где i_h — коэффициент интенсивности изнашивания;

B — длина линии касания диска с заготовкой;

r — средний радиус закругления вершины диска;

a — длина касания передней поверхности диска со стружкой;

$$K = \frac{a-r}{a};$$

P_z и P_y — соответственно главная и вертикальная составляющие силы резания;

$$x = 1 + \beta \cdot t;$$

β - коэффициент упрочнения молекулярной связи;

t - показатель функции усталости.

При наладке на обработку торцовая поверхность инструмента - режущего диска устанавливается параллельно обрабатываемой плоскости. Такая схема установки работоспособна, но не предотвращает затирания радиуса округления клина режущего диска. Кроме того, на обработанную поверхность наносятся риски, создается сопротивление для попадания воздуха на обработанную поверхность и торцовую поверхность диска для их охлаждения, что снижает стойкость инструмента.

Для повышения стойкости режущего диска была предложена установка режущего диска под углом к обрабатываемой плоскости [4]. Торцовая поверхность режущего диска устанавливается под углом $3-5^\circ$ к обрабатываемой поверхности. На рис.2 показаны заготовка 1, угол заострения клина режущего диска 2, обработанная поверхность 3, режущий диск 4, угол установки 5 режущего диска относительно обработанной поверхности, радиус округления клина режущего диска 6, а также скорость вращения диска V_d и подача заготовки V_z .

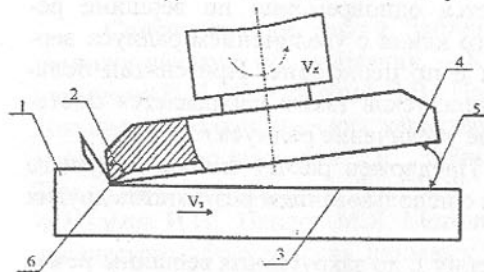


Рис. 2. Схема износа диска.

Реализация предложенного способа заключается в следующем. Режущий диск крепится к шпинделю вертикально-фрезерного станка. Шпиндельная бабка станка поворачивается на угол $3-5^\circ$ и закрепляется. Затем, как обычно, плоскость обрабатывается режущим диском. Это позволяет предотвратить затирание

радиуса округления клина, улучшить охлаждение режущего диска, сохранить заданную величину угла его заострения, повысить его стойкость.

Преимущество закрепления инструмента под углом подтверждается исследованиями по фрезерованию проф. С.С. Рудника и проф. А.П. Соколовского, которые установили, что фреза быстро изнашивается по задней поверхности, если она трется о металл, не снимая стружки.

Большое значение для стойкости диска является отвод тепла от зоны резания и понижения температуры режущего клина диска.

Нами предложен и исследован режущий диск с проточкой охлаждения [5]. На рис. 3 показан режущий диск 1, который установлен на шпинделе станка 2, крышки 3, прокладки 4, корпуса РД 5 круговой проточки 6, охлаждающей жидкости 7. Показана также окружная скорость диска V_d .

Работа РД заключается в следующем. В круговую проточку 6

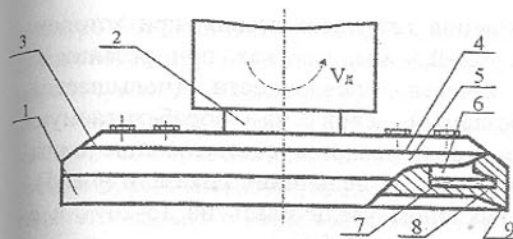


Рис. 3. Режущий диск с проточкой охлаждения

заполняется охлаждающая жидкость 7 (например, вода). На верхнюю плоскость РД для предотвращения утечки охлаждающей жидкости устанавливается крышка 3. При вращении РД 1 с окружной скоростью V_d под действием центробежных сил охлаждающая жидкость располагается в периферийной части РД и охлаждает ее. Охлаждающая жидкость эффективно уменьшает температуру режущего клина так как охлаждение идет внутри корпуса. Это увеличивает стойкость РД. Кроме того, охлаждающая жидкость 7 балансирует инструмент. Предложенное устройство может быть рекомендовано для фрез.

Были проведены сравнительные испытания режущих дисков по стойкости при обработке стали 45 и стали 95X18 при существующей схеме обработки, при обработке, когда ось РД устанавливалась под углом 85° и при охлаждении режущего клина.

На рис.4 показано изменение вершины режущего клина диска. В начальный период работы наблюдалось увеличение радиуса вершины режущего клина от 0,2 до 0,4 мм, затем значительного изменения радиуса не происходило. Явление формоизменения режущего клина дисков объясняется тем, что в этом случае площади касания сравнительно невелики, а это

уменьшает отвод теплоты в тело заготовки и инструмента из зоны резания. Под действием температуры трения и усилия резания происходит размягчение металла режущего диска и его пластическое деформирование.

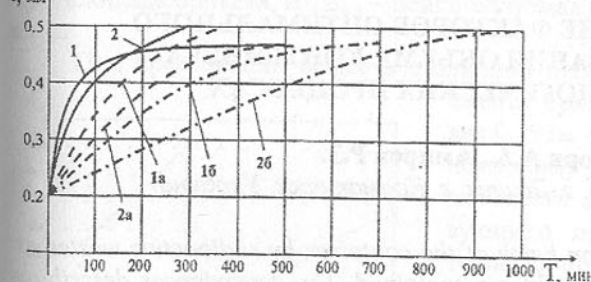


Рис.4. Изменение радиуса вершины режущего клина диска: 1 - сталь 45; 2 - сталь 95X18; Кривые 1 и 2 - износ существующего режущего диска; Кривые 1а и 2а - износ режущего диска, установленного под углом 5° к обрабатываемой поверхности; Кривые 1б и 2б - износ режущего инструмента при охлаждении режущего клина.

уменьшает отвод теплоты в тело заготовки и инструмента из зоны резания. Под действием температуры трения и усилия резания происходит размягчение металла режущего диска и его пластическое деформирование.

Увеличение радиуса вершины режущего клина происходит постепенно в течение более длительного времени.

Допустимый из-

нос инструмента по радиусу округления режущего лезвия, при котором необходима заточка, принимается 0,4-0,5 мм, так как при резании с большим радиусом снижается качество поверхности (повышается шероховатость, затягивается срезаемый слой на обрабатываемую поверхность, появляется вибрация, увеличиваются составляющие силы резания и расход мощности). Сравнительные испытания показали (рис.5), что стойкость режущего диска с наклоном увеличилась на 15-20%, а с охлаждением режущего клина увеличивается в 2 раза.

Наибольший износ режущего диска наблюдается в период врезания, то есть в начальный период, когда происходит разогрев припуска.

Теоретические и экспериментальные данные по определению стойкости режущего диска различаются на 15-20%.

Список литературы: 1. Обработка плоских поверхностей деталей диском трения. – Судостроение, 1983, № 10. – с.39-40. 2. Разработка и исследование эффективности процесса термофрикционной обработки металлов. – К.: 1993. – 176 с. 3. Крагельский И.В., Долбилин Н.М., Камбалов В.Е. Основы расчета на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с. 4. Зарубицкий Е.У., Покинтелица Н.И., Кривобоков В.А. Способ обработки плоских поверхностей / Машиностроитель. – М.: 1998. – № 8. – с.21-22. 5. Пат.4А №25619 Різальний диск з проточною охолодження / Зарубицкий Е.У., Покинтелица М.І., Кривобоков В.А. – Заяв. 24.10.97; Опубл. 30.10.98. – 2 с.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ ОПТИМАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБЪЕМА КОНТЕЙНЕРА В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Зори А.А., Амиров Р.З.

(ДонГТУ, ДГМА, г. Донецк, г. Краматорск, Украина)

The results of explorations on batch of the container by radioactive wastes as briquettes having different height are explained. The dependences describing process of batch are obtained.

В технологических процессах машиностроения, а также технологии утилизации радиоактивных отходов (РАО) при размещении брикетов (деталей) в контейнере, цилиндрическом накопителе существует задача оптимального использования объема контейнера. Ее суть состоит в выборе брикетов (изделий) из числа имеющихся таким образом, чтобы их суммарный объем не превышал заданного значения, а неиспользованный объем кон-

тейнера был минимизирован. Так, в технологии утилизации РАО оптимум достигается при минимальной разности между высотой загрузки контейнера и суммарной высотой брикетов.

Цель исследований заключается в определении факторов, влияющих на процесс образования неиспользованных объемов; получении зависимостей, которым подчинен процесс загрузки брикетов, а также разработке метода оптимального использования объема контейнера.

Степень заполнения цилиндрического контейнера при размещении в нем брикетов одинакового диаметра характеризуется следующими показателями:

– коэффициентом загрузки контейнера брикетами по высоте:

$$K_H = \frac{\sum_{i=1}^n H_{br_i}}{H_{K_3}},$$

где N – число секций контейнера; n – число брикетов в секциях контейнера; H_{br_i} – высота брикета i -го типоразмера; H_{K_3} – высота загрузки контейнера;

– коэффициентом загрузки контейнера брикетами по объему:

$$K_V = \frac{V_{br}}{V_K} = \frac{\sum_{i=1}^n H_{br_i} \cdot S_{br}}{\sum_{i=1}^n H_{K_3} (S_{br} + S_{н.и})},$$

где V_{br} – объем, занимаемый брикетами, m^3 ; V_K – объем контейнера, m^3 ; S_{br} – площадь брикета, m^2 ; $S_{н.и}$ – неиспользуемая площадь (площадь пустот), m^2 .

При прессовании веществ различной плотности (125 – 7800 kg/m^3)

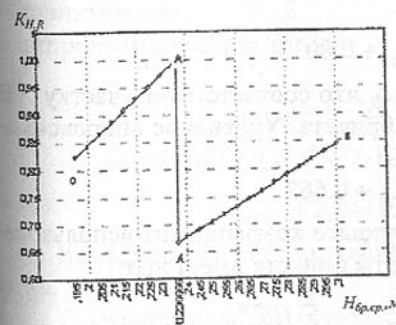


Рис.1. Использование объема контейнера с высотой загрузки $H_{K_3} = 0,71m$

высота брикетов находится в пределах 0,195м – 0,300 м и подчинена равномерному закону распределения плотности вероятностей. Для существующего процесса заполнения контейнера, не использующего оптимизацию, установлено, что в среднем все контейнеры, отправляемые в долговременное хранилище, в процессе размещения брикетов в контейнерах по объему заполняются на 62,8%, а по высоте на 79,5%. Недогрузка контейнера по объему составляет 16,2%, по высоте 20,5%.

Максимальному числу брикетов m_1 , находящихся в секции контейнера, соответствует промежуток значений средней высоты брикетов:

$$m_1 \Rightarrow [H_0; H_{\max}] \in H_{br},$$

где H_0 — начальное допустимое значение средней высоты брикета; $H_{\max}$ — среднее значение высоты брикета, соответствующее максимальному заполнению секции контейнера; H_{br} — множество значений средней высоты брикета.

Для контейнера с высотой загрузки $H_{K3}=0,71$ м:
 $3 \Rightarrow [0.195; 0.2366]$.

Вне этого промежутка число брикетов меньше значения m :

$$m - k \Rightarrow (H_{\max}; H_{\text{кон}}] \in H_{br},$$

где $H_{\text{кон}}$ — предельное значение средней высоты брикета.

В данном случае:

$$2 \Rightarrow (0.23667; 0.3].$$

Отсутствие неиспользованного объема над площадью брикетов секции контейнера достигается в случае равенства высоты контейнера и высоты брикетов:

$$H_{K3} = \sum_{i=1}^n H_{br_i} = n_{br \max} \cdot H_{br.ср}.$$

Для контейнера с $H_{K3}=0.71$ и $n_{br \max}=3$ $H_{br.ср}=0.2366$ м. На рис. 1 это соответствует точке А. При дальнейшем увеличении высоты брикетов происходит стремительный рост неиспользуемого объема контейнера с последующим плавным уменьшением. Физически это означает снижение числа размещаемых брикетов в секции контейнера с трех до двух.

На интервале ($H_{br} \in [0.195; 0.2366]$ м), что соответствует участку ОА на рис. 1, контейнер может вместить три брикета. Уравнение аппроксимации:

$$K_{H.R} = 0.0216H_{br.ср} + 0.8013.$$

На интервале ($H_{br} \in (0.2366; 0.3]$ м), что соответствует участку АВ на рис.1, контейнер вмещает только два брикета. Уравнение аппроксимации:

$$K_{H.R} = 0.0141H_{br.ср} + 0.662.$$

Обобщенное уравнение, характеризующее коэффициент использования контейнера по высоте в функции высоты брикета имеет вид:

$$K_{H.R} = \frac{\Delta H_{br} \cdot n}{\Delta H_{H.I}} H_{br.ср} + \frac{\sum_{i=1}^n H_{br_i}^{\min}}{H_{k3}}, \quad (1)$$

где ΔH_{br} — шаг изменения высоты брикета в диапазоне высот $[a; b]$; n —

максимально возможное число размещаемых брикетов в секции контейнера; $\Delta H_{H.I}$ — значение неиспользуемой высоты над брикетами, м; $H_{br.ср}$ — среднее значение высоты брикетов в секции контейнера, м; H_{k3} — высота загрузки контейнера, м; $H_{br_i}^{\min}$ — наименьшее значение высоты брикета из диапазона высот $(c; d)$ и соответствующее числу брикетов n в секции контейнера, причем $(c; d) \in [a; b]$.

Первое слагаемое в уравнении (1) отражает изменение высоты брикета на единицу неиспользуемой высоты контейнера, а второе — представляет собой коэффициент использования контейнера по высоте, соответствующий минимальному значению высоты брикета при числе n из интервала $(c; d)$, так, что $(c; d) \in [a; b]$.

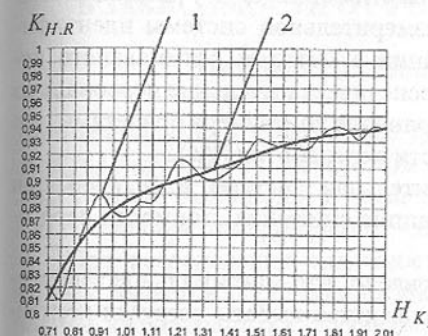


Рис.2. Влияние высоты загрузки контейнера на коэффициент использования контейнера по высоте: 1 — кривая, полученная аналитически, 2 — аппроксимирующая кривая.

Выполненные исследования по влиянию высоты загрузки контейнера и числа брикетов в секции на величину неиспользованного объема контейнера позволили установить, что с увеличением высоты загрузки контейнера при неизменном диапазоне высот брикетов $H_{br_i} \in [0.195; 0.3]$ м снижается разброс значений неиспользованного объема контейнера по высоте, обусловленный изменением на единицу числа размещаемых брикетов в секции контейнера (рис.2)

Получено уравнение аппроксимирующей кривой, описываемое полиномиальным рядом:

$$K_{H.R} = 4 \cdot 10^{-9} (H_{K3})^6 - 2 \cdot 10^{-7} (H_{K3})^5 + 3 \cdot 10^{-6} (H_{K3})^4 + 7 \cdot 10^{-5} (H_{K3})^3 - 2.3 \cdot 10^{-3} (H_{K3})^2 + 2.64 \cdot 10^{-2} H_{K3} + 0.7871.$$

Коэффициент детерминации $R^2=0.9401$, следовательно модель адекватна.

С увеличением высоты загрузки контейнера при сохранении диапазона брикетов в заданных пределах (в данном случае $0.195 \div 0.3$ м) растет число размещаемых брикетов в секции контейнера:

$$N = \frac{H_{K3}}{H'_{br i}},$$

где $H'_{br i}$ - наиболее вероятное значение получаемой высоты брикета i -го типоразмера.

Увеличение высоты загрузки контейнера на 0,02 м (с 0,71 м до 0,91 м), что составляет 1,8%, приведет к увеличению коэффициента загрузки контейнера по высоте на 7,8%.

Поэтому минимум неиспользованных объемов контейнера обеспечивается при использовании метода оптимального использования объема контейнера.

Экстремальные условия (радиоактивность) работы персонала при загрузке брикетов в контейнеры, а также высокая стоимость утилизации РАО требуют применение информационно-измерительной системы идентификации типоразмеров брикетов в сочетании с методом оптимального использования объема контейнера. Это обеспечивает выведение персонала из зон радиоактивности, максимальное заполнение контейнера брикетами, что реализует концепцию снижения стоимости переработки РАО.

Выводы. Информационно-измерительная система идентификации типоразмеров брикетов реализует концепцию снижения стоимости переработки РАО.

В результате исследований установлено, что максимальное заполнение контейнера выполняется в случае равенства высоты загрузки контейнера и суммы высот брикетов. Контейнер с $H_{K3} = 0,71$ м максимально загружен при средней высоте брикета 0,2366 м. Получены уравнения прямых, описывающие процесс заполнения такого контейнера.

Определено, что коэффициент использования контейнера по высоте прямо пропорционален средней высоте брикетов. Получена обобщающая зависимость, характеризующая коэффициент использования контейнера по высоте в функции высоты брикета.

Выполнены исследования факторов (средней высоты брикетов, высоты загрузки контейнера), влияющих на величину неиспользованного объема. Установлено, что для брикетов любого типоразмера с увеличением высоты загрузки контейнера возрастает коэффициент загрузки контейнера по высоте. Определено, что для типоразмеров [0,195; 0,300] м увеличение высоты загрузки контейнера на 1,8% приводит к увеличению коэффициента загрузки контейнера по высоте на 7,8% без применения метода оптимизации. Поэтому минимизация неиспользуемого объема контейнера может быть обеспечена увеличением высоты загрузки контейнера, хотя более целесообразно использование метода оптимального использования объема контейнера.

Список литературы: 1. В.Е. Никитин, И.М. Сагайда, Г.Б. Билык, Р.З. Амиров "Решение технических задач оптимизации использования объемов" // Межвузовский сборник научных трудов НТК "Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении". Краматорск, апрель 1998. 2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. - 13-е изд., испр. - М: Наука, 1986. - 544 с. 3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1984. - 831 с.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ивченко Т.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The theoretical and experimental investigation of the cutting tools reliability used for increasing of the effective exploitation. The increasing of the cutting tools effective exploitation is made by prognostic of the reliability level taking into account operating properties - strength and loading

При исследовании надежности режущего инструмента весьма актуальным является определение закона распределения его стойкости — основной характеристики случайных величин. В настоящее время используются преимущественно экспериментальные методы оценки параметров законов распределения стойкости режущего инструмента. В результате многочисленных экспериментальных исследований накоплено значительное количество информации о рассеивании стойкости и законах ее распределения в различных условиях эксплуатации режущего инструмента. Однако, теоретические методы прогнозирования показателей рассеивания стойкости и параметров законов ее распределения в зависимости от условий эксплуатации практически отсутствуют.

В настоящей работе представлена методика расчета коэффициента вариации стойкости режущего инструмента для заданных условий эксплуатации и последующей оценки на его основе параметров наиболее распространенных для режущего инструмента законов распределения стойкости: нормального, Вейбулла, экспоненциального. Прогнозирование значения коэффициента вариации стойкости осуществляется с использованием установленных закономерностей влияния вероятности разрушения режущего инструмента q_p на рассеивание его стойкости.

В случае, когда преимущественным видом отказов режущего инструмента является достижение предельно допустимого износа, рассеивание

стойкости, характеризуемое среднеквадратичным отклонением S_H , незначительно и коэффициент ее вариации V_H не превышает 0,3. При этом целесообразно использование нормального закона распределения стойкости [1], параметрами которого являются средний период стойкости T и среднеквадратичное отклонение S_H .

При наличии отказов режущего инструмента, связанных с разрушением, средний период стойкости T снижается до $T(1 - q_p)$, а рассеивание стойкости S увеличивается и коэффициент ее вариации V может достигать 1.

Среднеквадратичное отклонение стойкости S , учитывающее вероятность разрушения q_p , устанавливается в результате следующих преобразований:

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T(1 - q_p) - t_i)^2} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N ((T - t_i) - Tq_p)^2} =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N ((T - t_i)^2 - 2(T - t_i)q_p + T^2 q_p^2)} = \sqrt{S_H^2 + T^2 q_p^2} = T \sqrt{V_H^2 + q_p^2} \quad (1)$$

Коэффициент вариации стойкости режущего инструмента, представляющий собой отношение среднеквадратического отклонения S к среднему периоду стойкости T , при этом равен:

$$V = \sqrt{V_H^2 + q_p^2} \quad (2)$$

Полученная зависимость (2) позволяет прогнозировать изменение коэффициента вариации стойкости в зависимости от вероятности разрушения, причем значения коэффициента вариации V более 0,3. В этом случае наиболее целесообразно описывать распределение стойкости режущего инструмента законом Вейбулла, частным случаем которого при $V = 1$ является экспоненциальный закон.

Для закона Вейбулла интегральная $P(t)$ и дифференциальная $f(t)$ функции распределения стойкости имеют вид:

$$P(t) = e^{-(t/a)^b}; \quad f(t) = b/a(t/a)^{(b-1)} e^{-(t/a)^b} \quad (3)$$

где a - параметр масштаба; b - закона распределения.

Параметр масштаба a определяется средним периодом стойкости T и гамма - функцией $\Gamma(1 + 1/b)$:

$$a = T/\Gamma(1 + 1/b) \quad (4)$$

Параметр формы b связан с коэффициентом вариации стойкости V зависимостью:

$$V = \sqrt{[\Gamma(1 + 2/b) - \Gamma^2(1 + 1/b)]/\Gamma(1 + 1/b)} \quad (5)$$

Для определения параметра формы b по известному коэффициенту вариации V целесообразно установить обратную связь $b(V)$. На рис. 1 представлены графики зависимости коэффициента вариации V от параметра b .

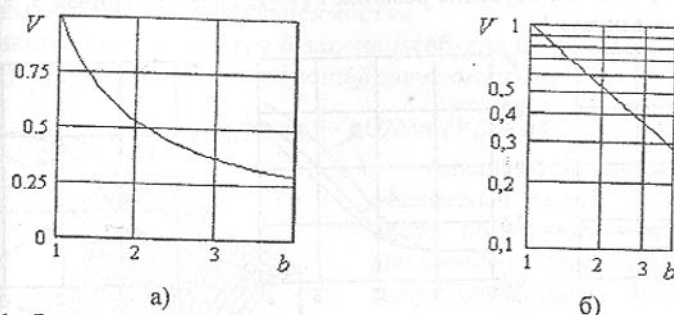


Рис. 1. Зависимость коэффициента вариации от параметра b в нормальной - а) и логарифмической - б) системах координат.

Представленный в логарифмической системе координат график зависимости коэффициента вариации V от параметра b имеет линейный характер и может быть описан следующим образом:

$$\ln V = -0,916 \ln b \quad (6)$$

откуда

$$b = \exp(-1,092 \ln V) \quad (7)$$

Связь коэффициента вариации V , а, следовательно, и параметра b с условиями эксплуатации режущего инструмента устанавливается на основании известной зависимости от этих условий вероятности разрушения [2]:

$$q_p(t_o s_o v_o) = \int_0^\infty \exp\left\{-\left[\left(a_q \eta_6 / t_o s_o^{0,75} v_o^{-0,15}\right) y^{(1/b_n)}\right]^{b_n} - y\right\} dy \quad (8)$$

где $v_o = v/v_6$, $s_o = s/s_6$, $t_o = t/t_6$ - относительные показатели, характеризующие изменение соответственно скорости резания, подачи и глубины в сравнении с базовыми показателями; $\eta_6 = P_{ин}/P_z$ - базовый коэффициент безопасности, равный отношению уровней прочности режущего инструмента и действующей на него нагрузки; b_n , b_n - параметры закона Вейбулла соответственно для прочности и нагрузки; a - постоянный коэффициент: $a_q = \Gamma(1 + 1/b_n)/\Gamma(1 + 1/b_n)$.

В результате подстановки (8) в формулу (2) получаем зависимость коэффициента вариации V от значений безразмерных относительных показателей режимов резания:

$$V(t_o s_o v_o) = \sqrt{V_H^2 + \left\{ \int_0^\infty \exp\left\{-\left[\left(a_q \eta_6 / t_o s_o^{0,75} v_o^{-0,15}\right) y^{(1/b_n)}\right]^{b_n} - y\right\} dy \right\}^2} \quad (9)$$

На рис. 2 представлены графики зависимости коэффициента вариации V от относительных режимов: скорости резания v ($t=1, s=1$ – кривая 3, $s=2$ – кривая 2, $s=3$ – кривая 1); подачи s ($t=1, v=1$ – кривая 3, $v=2$ – кривая 2, $v=3$ – кривая 1); глубины резания t ($v=1, s=1$ – кривая 3, $s=2$ – кривая 2, $s=3$ – кривая 1).

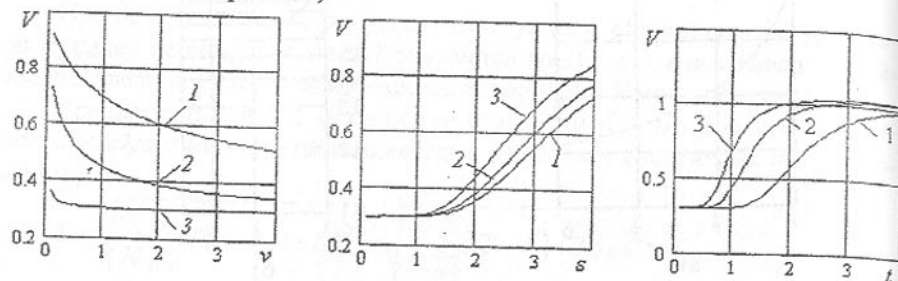


Рис.2. Зависимость коэффициента вариации V от относительных значений скорости резания v , подачи s и глубины резания t .

Из выполненных расчетов и представленных графиков следует, что увеличение скорости резания уменьшает коэффициент вариации стойкости, а увеличение подачи и глубины резания его увеличивают, что совпадает с результатами экспериментальных исследований [2]. Теоретическое обоснование этих закономерностей заключается в соответствующем изменении вероятности разрушения режущего инструмента в зависимости от режимов обработки. С увеличением скорости резания сила резания уменьшается, что объясняет снижение вероятности разрушения и, соответственно, коэффициента вариации стойкости. Увеличение подачи и глубины резания приводят к увеличению силы резания, а, следовательно, и вероятности разрушения и коэффициента вариации стойкости.

Таблица 1 - Оценка коэффициента вариации стойкости

Обрабатываемый материал, твердость HB163...217	Режимы резания			Средняя стойкость, Т	Коэффициент вариации		Ошибка, %
	Скорость V , м/мин	Подача S , мм/об	Глубина t , мм		эксперимент. V_s	расчетный V_p	
Сталь45	100	0,27	1,7	58	0,6	-	-
Сталь45	128	0,34	2,2	46	0,8	0,75	6,7
Сталь20ХГНР	40	0,34	4,0	62	0,8	0,84	4,8
Сталь20ХГНР	63	0,78	2,4	47	0,9	1,0	10

Результаты экспериментальной проверки зависимости коэффициента вариации V от относительных режимов резания представлены в табл.1. В качестве базы для сравнения приняты условия обработки, указанные в пер-

вой строке. Экспериментальные значения коэффициентов вариации с погрешностью, не превышающей 10%, совпадают с расчетными, что подтверждает возможность прогнозирования рассеивания стойкости по разработанным теоретическим зависимостям.

Зависимость параметра b закона Вейбулла от режимов резания с учетом (7) и (8) выражается следующей зависимостью:

$$b(t_o, s_o, v_o) = \exp\left(-1,092 \ln \sqrt{V_H^2 + q_p^2(t_o, s_o, v_o)}\right). \quad (10)$$

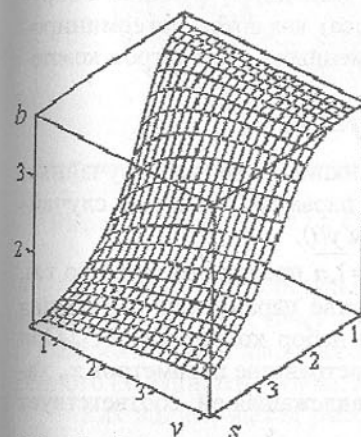


Рис.3. Зависимость параметра b от относительных значений скорости резания v , подачи s .

Анализ этой зависимости и представленный на рис. 3 график поверхности позволяют установить, что с увеличением скорости резания параметр b возрастает, а с увеличением подачи и глубины резания уменьшается, что обосновывается характером изменения коэффициента вариации.

Таким образом, разработанная методика позволяет количественно оценивать влияние режимов обработки на коэффициент вариации стойкости и параметры закона ее распределения, а также прогнозировать рассеивание стойкости и законы ее распределения для различных условий эксплуатации.

Список литературы. 1. Хаст Г.Л. Прочность режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1975. – 168с. 2. Ивченко Т.Г. Оценка вероятности разрушения инструмента в зависимости от условий его эксплуатации // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Вип. 10. – Краматорськ: ДДМА, 2000.- С.9-14.

Статья поступила в редакцию 6.06.2001г.

НАДЕЖНОСТНЫЙ СИНТЕЗ ПРОЦЕССОВ СТАРЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Инюшев В.В., Стадник О.А. (ГНТЦ ЯРБ, г. Киев, Министерство экологии и природных ресурсов Украины)

So called "working areas", being determined equipment parameters, could be corrected during designing and operational stages. These corrections are di-

rected to providing the maximal possible lifetime of equipment.

Известно [1], что общее число возникающих в процессе эксплуатации отказов оборудования представляет собой композицию внезапных и постепенных [2] отказов. Существует период, когда резко возрастает поток постепенных отказов, вызываемых процессами старения (деградации, усталости материалов и т.п.). Этот вид отказов характеризуется выходом т.н. рабочей точки A за границы области безотказной работы (ОБР) [3].

Перед тем, как перейти к рассмотрению надежностного синтеза процессов старения, отметим, что определяющие (заданные) функции оборудования (например, производительность насоса) являются детерминированными функциями многих случайных переменных - параметров компонент (комплектующих составных частей)

$$y_j = f_j(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n); j = \overline{1, k},$$

где y_j - j -й выходной параметр, а $f_j(\dots)$ - j -я функция n входных случайных переменных (комплектующих). В то же время параметр y является случайной функцией времени - случайным процессом $y(t)$.

Совокупность случайных значений x_i ; $i = \overline{1, n}$ представляет собою т.н. рабочую область (РО) в n -мерном пространстве параметров x_i . Рабочая точка A - случайная реализация (случайный набор координат) РО. При этом ОБР - задаваемая область в n -мерном пространстве параметров x_i , характеризующаяся тем, что любая точка, принадлежащая ей, соответствует безотказному состоянию устройства.

На рисунке 1 представлен двумерный ($n=2$) пример взаимного расположения РО и ОБР. Как видим, некоторая часть (заштрихованный участок) не принадлежит ОБР. Это отказовая часть РО. А соотношение отказовой части $PO_{отк}$ ко всей РО - оценка вероятности непадения РО в ОБР, т.е. вероятности отказового состояния объекта. Обозначив РО через Ω_0 , а ОБР - через Ω , запишем очевидную формулу для оценки вероятности безотказной работы

$$P = 1 - \frac{\Omega_{0отк}}{\Omega} = P\{\Omega_0 \subset \Omega\}$$

РО достаточно корректно аппроксимируется n -мерным гиперпараллелепипедом (распределения x_i носят усеченный характер.). Вершины гиперпараллелепипеда ограничивают область значений каждого из входных параметров (допустимые значения). Естественно, при двух (в нашем примере) переменных плотность распределения будет двумерной (см. рисунок 2).

Процесс старения состоит в том, что под воздействием эксплуатационных дестабилизирующих факторов изменяются параметры x_1 и x_2 . Соответственно изменяются координаты рабочей точки A - траектория

на рисунке 1). Трассирование рабочей точки за пределы РО это путь к постепенному отказу, вызванному старением компонент (параметров) исследуемого устройства. Отказ в данном случае интерпретируется как пересечение границы ОБР.

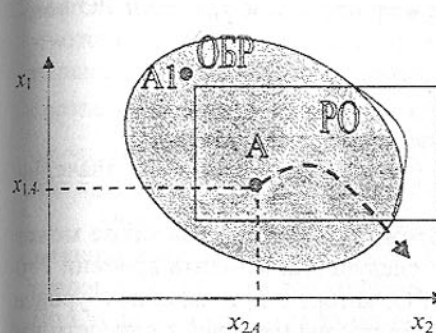


Рис. 1. Двумерные РО и ОБР.

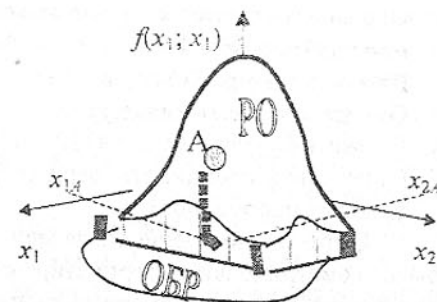


Рис. 2. $f(x_1; x_1)$ - плотность распределения РО. x_{1A} , x_{2A} - координаты рабочей точки

Понятно, что в результате старения происходит одновременная эволюция всех рабочих точек A и, следовательно, всей РО относительно ОБР [3]. Вероятность попадания РО в ОБР уменьшается до некоторого определенного (заданного) уровня. Происходит постепенный отказ.

Как видим, выход рабочей области за пределы области безотказной работы зависят от:

- Размеров и конфигурации ОБР;
- Размеров и конфигурации РО;
- Стартового расположения РО;
- Скорости эволюций РО относительно ОБР.

Размеры и конфигурация ОБР (в пространстве входных параметров) заданы и всецело зависят от допустимых значений выходных параметров y . Скорость старения (эволюций РО) зависит от внешних условий. Ее можно затормозить, создавая комфортные условия функционирования изделия. Однако это малоэффективно и дорогостояще.

В то же время размеры, конфигурация и стартовое положение РО в n -мерном пространстве x_i ; $i = \overline{1, n}$ с одной стороны, являются элементами разработки, а с другой - результатом старения (кроме расположения точки A в момент времени $T=0$) и, таким образом, могут быть не только учтены на стадии проектирования, но и откорректированы при эксплуатации.

Задача надежностного синтеза процессов старения может быть сведена, при данном визуалистическом подходе, как определение координат РО для момента времени $t=0$. Отметим, что наилучшее, с точки зрения старения, положение рабочей точки - не в геометрическом центре ОБР. Как

видно из рисунка 1, координаты точки А1 предпочтительнее (траектория длительнее).

Формальное решение поставленной задачи может быть сведено к следующим действиям:

1. Определить размеры и расположение в пространстве x_i ; $i = \overline{1, n}$ РО в момент наблюдений T_n ;
2. Вложить фигуру РО ($t=T_n$) в ОБР;
3. Определить траекторию $y_j(t)$;
4. Вложить фигуру РО ($t=0$) в ОБР в область "стартовой" точки;
5. Определить координаты вершин РО (т.е. область задаваемых значений входных параметров).

Оптимальное решение задачи «надежность-стоимость» также может быть геометрически интерпретировано: следует для момента времени $T=0$ определить такие координаты вершин РО, которые при заданном уровне вероятности нахождения РО в ОБР приведут к наименьшей стоимости изделия в целом, или при заданной стоимости – достичь уровня максимально возможной вероятности. Отметим, что стоимость изготовления комплектующих изделий (и реализуемых ими входных параметров) зависят и от размеров (номинальных значений) параметров x_i ; $i = \overline{1, n}$ и от диапазонов их возможного изменения (класса точности изготовления и пр.).

Для решения поставленных задач потребовалось определение взаимного расположения РО и ОБР в n -мерном пространстве параметров x . Процедура усложнена размерностью решаемой задачи: число n может достигать десятков. Непосредственное визуальное наблюдение, естественно, невозможно. Однако имеется подход [4] к получению двумерных отображений части РО, не содержащейся в ОБР. Подход состоит в статистическом моделировании РО и проверке каждой из случайных реализаций РО (это, практически, случайный набор рабочих точек А) на безотказность.

Такая проверка во-первых дает статистический материал для подсчета числа реализаций $\Omega_{0отк}$, необходимую для анализа - оценки безотказности (подсчета вероятности попадания РО в ОБР), а

во-вторых - позволяет построить статистическую функцию (гистограмму) распределения x_i в отказовых реализациях выходных параметров y_j .

Процедура получения такой информации проста. Вся РО разбивается на N n -мерных участков (n -мерных кирпичей). Случайным образом выбирается участок (с помощью генерирования n -разрядных случайных чисел, у которых в каждом разряде зашифрованы координаты каждого из входных параметров). Выполняется проверка соответствия выходных параметров их соответствию заданным значениям по функциям y_{jmin}, y_{jmax} ; $j = \overline{1, k}$. В случае несоответствия любого из y_j в каждую из n гистограмм распределения $x_{iотк}$ в диапазон, реализованный генератором прибавляется единица.

Поясним примером. Пусть случайно для участия в r -й ($r = 1, R$) реализации выбран участок № 23 (т.е. 2-й уровень первого элемента и 3-й – второго), и он оказался отказовым (на рисунке 3 показан затемненным). При этом выполняются указанные построения. В гистограммы $f(x_1)$ и $f(x_2)$ прибавляется единица. В дальнейшем процедура многократно (R раз) повторяется. Полученные таким способом функции отражают фактическую картину участия x_i в отказах.

Графики $f(x_1)$ и $f(x_2)$ обрабатываются: с помощью программы StatSoft, Inc STATISTIKA (Version 5) (см. также [5]) гистограммы преобразуются в аналитические зависимости $g(x_i)$. Такая информация является адекватной для надежностного синтеза.

Снова на том же примере покажем уже построенные функции $f(x_1)$ и $f(x_2)$ и их аппроксимирующие сплайны $g(x_1)$ и $g(x_2)$.

На рисунке 4 показаны типичные гистограммы и функции $g(x_i)$.

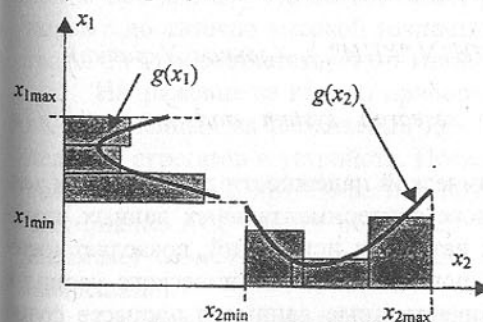


Рис. 4. Формы $g(x_i)$

Изучение их конфигураций на этапе эксплуатации легло в основу получения информации для синтеза [6], задачей которого является определение таких параметров функций $g(x_i)$, $i = \overline{1, n}$, которые обеспечивают попадание РО в ОБР с заданной вероятностью. Для этого применяются критерии разброса и смещенности распределений [7]

По сути, синтез сводится к определению конфигурации и расположения РО в пространстве входных параметров x_i ; $i = \overline{1, n}$ и необходимых параметров функций $g(x_i)$. Выполнение надежностного синтеза на этапе разработки позволяет определить наилучшие координаты РО в заданной ОБР. На этапе эксплуатации возможно оперативное вмешательство - кор-

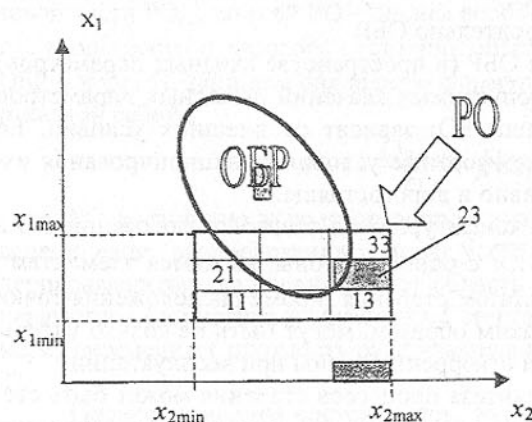


Рис. 3. Построение $f(x_1)$ и $f(x_2)$

ректировка одного или нескольких из входных параметров (изменение размеров и формы РО). И то и другое позволяет замедлить процесс старения технических средств и, таким образом, увеличить ресурс (срок службы).

Список литературы: 1. Шишенок Н.А., Репкин В.Ф., Барвинский Л.Л. Основы теории надежности и эксплуатации радиоэлектронной техники., М. "Советское радио", 1965.-265с. 2. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. 3. Стадник О.А. Эволюции рабочей области. Обеспечение надежности и качества сложных систем. Владивосток.: Изд-во ДВНЦ АН СССР, 1985. С.24-32. 4. Стадник О.А. Исследование областей безотказной работы технических средств// Стандарты и качество №8, Изд-во Госкомитета СССР по стандартам, М. 1989. 5. Боровиков В.П., Боровиков И.П. STATISTICA Статистический анализ и обработка данных в среде Windows М., "ФИЛИН", 1998, 608 с. 6. Авторское свидетельство СССР №1508239. Устройство для определения и визуализации области безотказной работы радиоэлектронных объектов. Стадник О.А., Грудин М.Г. и др., М. Бюлл. изобр. №34, 1989. 7. Стадник О.А. Обеспечение надежности РЭА по постепенным отказам на этапе разработки с помощью моделирования областей безотказной работы. // Пути обеспечения и повышения технической надежности РЭА. Севастополь, 1991. С.45-56.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

КОМПЬЮТЕРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Карпуть В.Е., Луцкий С.В. (НТУ "ХПИ", г. Харьков, Украина)

Is offered a computer reliability research system and productivity of technological systems of tooling.

Количественная оценка фактической надежности действующих технологических систем (ТС) на основе экспериментальных данных, полученных в ходе производственных натурных испытаний, позволяет найти наиболее эффективные пути повышения их технического уровня и экономичности. Объективные количественные данные о процессе функционирования ТС, полученные в результате производственных исследований, позволяют определить действительные характеристики надежности ТС и ее элементов, скорректировать исходные данные и методику прогнозирования показателей надежности, а также определить резервы и пути повышения надежности и производительности действующих ТС.

Исследования надежности и производительности действующих ТС -

трудоемкий и дорогостоящий процесс, поэтому выбор объекта исследования представляет собой ответственную задачу. Для сложных агрегатных станочных систем (АСС), состоящих из большого числа участков, в качестве объекта исследования целесообразно выбирать лимитирующую по производительности часть системы, т.е. ту часть АСС, где величина простоев максимальная.

Наблюдение за процессом функционирования АСС и изучение организации ее эксплуатации должно осуществляться непрерывно в течение всего календарного фонда времени работы, т.е. в одну, две или три смены (в зависимости от режима эксплуатации), так как загрузка АСС в течение суток обычно меняется от смены к смене, что влияет на уровень надежности. Большое значение имеет квалификация наблюдателя от чего зависит точность и достоверность полученной информации. Для исследования АСС с жесткой связью из 10...15 станков достаточно одного наблюдателя в смену.

При наблюдениях за АСС с гибкой связью один наблюдатель может контролировать работу оборудования, обслуживаемого двумя наладчиками. Проведение хронометражных наблюдений и фиксация производственной информации может осуществляться с помощью самопишущих приборов, специализированных ЭВМ, а также компьютерных систем.

При исследовании АСС с релейными системами управления чаще всего применяются достаточно простые в эксплуатации самопишущие приборы типа Н-30. Питание его осуществляется от сети переменного тока напряжением 127 или 220 в. Запись производится при скорости протяжки ленты 600 мм/час, что обеспечивает регистрацию кратковременных остановок с достаточно высокой точностью и удобством чтения графика работы АСС (1 мм соответствует 0,1 мин).

Напряжение на каналы прибора подается при помощи контактов реле, включенных на протяжении цикла действия всей системы или ее отдельных агрегатов и устройств. Поскольку в промежутках между циклами реле отключается, прибор регистрирует длительность всех последовательных циклов АСС или ее подсистем. Причины отказов наблюдатель устанавливает совместно с наладчиками и операторами и фиксирует в листе наблюдений.

Степень достоверности получаемых фактических показателей надежности определяется тремя основными факторами: типичностью выбранного периода исследования АСС и квалификацией наблюдателя; точностью и тщательностью проведения хронометража; достаточностью накопленного объема информации, который зависит от продолжительности наблюдений.

Предложенная компьютерная система анализа производственной ин-

формации (КСАПИ) позволяет осуществлять длительный или постоянный контроль процесса функционирования технологического оборудования, комплектов (участков) с любыми системами управления; формировать баланс работы и простоев за любой календарный период времени; определять фактические показатели надежности систем и их элементов; устанавливать законы распределения потоков отказов и восстановлений и т.д.

Структура КСАПИ показана на рис. 1. Материальной основой ее является программно-технологический комплекс (ПТК), состоящий из комплекса технических средств (КТС) и программно-методического комплекса (ПМК). Исходя из назначения и задач, решаемых КСАПИ, в ее составе пред-



Рис. 1. Структура КСАПИ.

дусмотрены следующие технические средства:

сбора и ввода информации в систему; устройство сбора данных (УСД), а также различные виды периферийного оборудования ЭВМ, например, дисплей; хранения информации в системе (внешнее запоминающее устройство ЭВМ); переработки информации (программное обеспечение и центральные процессоры ЭВМ); отображения и выдачи информации в удобной форме (дисплей, устройство печати (УП)). ПМК представляет собой программное обеспечение (ПО) КСАПИ, базу данных (БД) и документацию по эксплуатации системы.

Для обеспечения организационно-технического планирования и оперативного производственного управления участком (цехом) целесообразно создавать КСАПИ на базе персональной ЭВМ, установленной в помещении управленческого аппарата, и УСД, которое размещается в шкафу системы управления ТС и соединено с ЭВМ кабельной связью.

Предлагаемая конструкция УСД, совместима с любой ЭВМ и любым видом ТС. КСАПИ может функционировать в следующих режимах:

- 1) ввод исходной информации о ТС;
- 2) диагностика ТС;
- 3) выдача оперативной производственной информации;
- 4) выдача обобщающей производственной информации;
- 5) вероятностный анализ производственной информации.

При работе системы в режиме диагностики на экране дисплея ЭВМ, установленной непосредственно на производственном участке представлена схема компоновки ТС, на которой указаны объекты, контролируемые КСАПИ. В случае возникновения простоя отказавший объект выделяется на схеме, а на свободном поле приводится перечень возможных причин от-

каза. После восстановления работоспособности ТС наладчик вводит кодированную информацию о действительной причине отказа.

В режиме выдачи оперативной информации пользователь получает фотографию рабочего времени текущей смены и количественную информацию о надежности и производительности системы за истекшее время рабочей смены (рис. 2).

К обобщающей производственной информации относятся статистические оценки показателей надежности и производительности за любой календарный период времени в течение года. В результате вероятностного анализа определяются доверительные границы количественных показателей

надежности и законы распределения наработки на отказ и времени восстановления ТС и их элементов.

При исследовании АСС потоки отказов и восстановлений разделили соответственно на зависящие от оборудования и от режущих инструментов, так как природа возникновения этих отказов различна. При существенном различии параметров потоков отказов это оказывает влияние на величину коэффициентов готовности и технического использования. Распределения отказов оборудования подчиняются экспоненциальному закону с параметром λ .

По результатам экспериментальных исследований распределения отказов режущих инструментов, работающих в АСС, установлено, что в большинстве случа-

КСАПИ

Режим: Оперативный анализ

Объект анализа: АЛ мод. 1Д296а
Дата: 3.12.97, Смена: 2
Начало работы: 12:48:05
Окончание работы: 19:00:00
Текущее время: 12:48:32

Время работы: 0:00:28

ФОТОГРАФИЯ РАБОЧЕГО ВРЕМЕНИ

Время	Состояние	Длительность, мин	Число циклов	Причина простоя
12:48:05	Р	6	4	С01-К46-УВ82
12:48:05	В	2		
12:48:05	Р	3	2	С02-К30-ПМ41
12:48:05	В	15		
12:48:05	Р	9	6	

а)

КСАПИ

Режим: Обобщающий анализ

Объект анализа: АЛ мод. 1Д296а
Дата: 3.12.97, Смена: 2
Начало работы: 12:48:05
Окончание работы: 19:00:00
Текущее время: 12:49:37

Время работы: 0:01:32

ЗНАЧЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ

Показатель	Наименование оборудования и устройств						
	С01	С02	С03	С04	С05	С06	С07
T_p , мин	74	70					
T_v , мин	19	22					
λ , 1/мин	0.01	0.01					
λ , в	0.28	0.31					
T_p (ср), мин	14.8	23.3					
T_v (ср), мин	3.8	7.3					

ПОКАЗАТЕЛИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМЫ

Среднее время цикла, мин	Производительность, дет/ч	Количество деталей, шт	λ_r	$\lambda_{r.и}$	$\lambda_{и}$	λ , 1/мин	T_p , мин	T_v , мин

б)

Рис. 2. Форма выдачи оперативной и обобщающей производственной информации в режиме: а — оперативного анализа; б — обобщающего анализа.

инструментов, работающих в АСС, установлено, что в большинстве случа-

ев наилучшее совпадение экспериментальных данных имеет место с теоретическим распределением Вейбулла-Гнеденко

$$F(T) = 1 - \exp\left(-\left(t/a\right)^B\right)$$

где a - масштабный параметр; B - параметр закона распределения. Параметр B изменяется в пределах 1,0 ... 3,5 и существенно зависит от коэффициента вариации стойкости режущих инструментов.

Анализ фактических показателей надежности и производительности действующих АСС подтверждает эффективность применения производственных исследований для повышения достоверности параметров надежности систем, агрегатов, устройств и т.п., которые учитываются при расчетах показателей надежности АСС, а также для выявления резервов повышения производительности и интенсивности формообразования.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА ПОРОШКОВОГО ЭЛЕКТРОДА ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ И УПРОЧНЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА

Кассов В.Д. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

The mathematical model of calculation of an optimal structure of a powder welding rod for a surfacing and strengthening of the tool is offered.

Наплавка порошковыми электродами является рациональным технологическим приемом при изготовлении новой и восстановлении отработанной инструментальной оснастки. Для экономного использования инструментальных сталей и продления срока службы инструмента металл наплавки должен отвечать строго определенным физико-химическим свойствам. Рекомендуемые композиции порошковых электродов многокомпонентны, сложны и, как правило, представляют собой оптимум, в той или иной мере удовлетворяющий совокупности требований, предъявляемым к наплавочным материалам. Анализ этих рекомендаций с единых теоретических позиций [1] показал, что потери легирующих элементов при прочих равных условиях зависят от окислительного потенциала газовой фазы, количества газошлакообразующих компонентов и основности исходного шлака. В процессе плавления порошкового электрода происходит взаимодействие капель жидкого металла с шихтой сердечника. Вблизи реакционной поверхности образуется тонкий слой шлака, через который осуществляется конвективный подвод металлических частиц наполнителя и их растворение в капле. В реакционной области сварки одновременно протекают два противоположных процесса:

а) прямое растворение в каплях или сварочной ванне металлических доба-

вок из сердечника порошкового электрода;

б) окисление этих добавок в твердой фазе газообразными окислителями, выделяющимися из сердечника порошкового электрода при его нагреве, а также окисление жидкого металла после перехода легирующих добавок из шихты в металл капель и сварочной ванны образующимся шлаком и кислородом газовой фазы.

Результат этих процессов взаимодействия между металлом, шлаком и кислородом газовой фазы в конечном итоге определяется двумя группами факторов: физическими, обеспечивающими подвод реагентов к поверхности реакции и определяющими взаимодействие фаз, и химическими, которые определяют характер и интенсивность физико-химических процессов [2]. Физические условия взаимодействия металла со шлаком и кислородом газовой фазы при наплавке порошковыми электродами определяются большим числом взаимосвязанных факторов: относительная реакционная поверхность, продолжительность взаимодействия, соотношение взаимодействующих масс металла и шлака, температурные и гидродинамические условия, определяющие массообмен и скорость реакции [3]. Одновременно эти параметры сами находятся в сложной зависимости от состава компонентов шихты, размеров и времени существования капель и сварочной ванны.

Расчет состава шихты порошкового электрода по известному содержанию легирующих элементов в наплавленном металле осуществляли по разработанному алгоритму.

Этап 1. Исходя из заданного химического состава наплавленного металла, следует выбрать тип газошлакообразующей системы. Рекомендации по выбору содержания и соотношения газошлакообразующих материалов некоторых систем приведены в работах [2, 4, 5]. Для обеспечения стабильности дугового процесса, минимальных потерь легирующих элементов, надлежащей защиты расплавленного металла от воздуха целесообразно применять в качестве шлакообразующих материалов плавиковый шпат, перовскитовый, нефелиновый концентрат, конверторный ванадиевый шлак и др. при содержании карбонатов в газошлакообразующей части шихты не выше 25...30 % и общем количестве газошлакообразующих компонентов не более 8...10 %.

Этап 2. По известному составу газошлакообразующих компонентов вычислить основность исходного шлака K_0 и содержание CO_2 в электроде по формулам:

$$K_0 = \frac{CaO + MgO + BaO + Na_2O + K_2O + CaF_2 + 0,5(MnO + FeO)}{SiO_2 + 0,5(TiO_2 + ZrO_2 + Al_2O_3)}; \quad (1)$$

$$CO_2 = A_{CO_2} \cdot Q_K \cdot C_{ГШ}, \quad (2)$$

Расчет количества CO_2 в формуле (2) производили на основе известного содержания газошлакообразующих компонентов порошкового электрода $C_{гш}$, доли карбонатов в газошлакообразующей части шихты Q_K и доли углекислого газа, выделяющегося в результате разложения единицы массы карбонатов A_{CO_2} . Например, если $C_{гш}=10\%$, $Q_K=0,25$, а в качестве газообразующего компонента применяется карбонат кальция, то $A_{CO_2}=0,48$. Тогда $CO_2 = 0,48 \cdot 0,25 \cdot 10\% = 1,2\%$.

Значения Me_n , $C_{гш}$, K_0 , CO_2 подставить в статистическую модель комплексного легирования (3), представляющую собой систему нелинейных уравнений, базирующуюся на физико-химических условиях взаимодействия фаз при дуговой наплавке порошковыми электродами [6]:

$$\begin{aligned} C_H &= 0,01C(50,5 + 3,9\sqrt{C} + 2,5\sqrt{Mn} + 5,1\sqrt{Si} + 0,6Cr + 3,0\sqrt{V} + 6,6\sqrt{Ti} - \\ &- 2,5\sqrt{C_{гш}} + 1,3\ln K_0 - 2,2CO_2); \\ Mn_H &= 0,01Mn(62,4 + 2,5\sqrt{C} + 4,2\sqrt{Mn} + 5,3\sqrt{Si} + 1,5Cr + 1,2V + 3,5\sqrt{Ti} - \\ &- 4,1\sqrt{C_{гш}} + 2,4\ln K_0 - 3,2CO_2); \\ Si_H &= 0,01Si(43,3 + 4,8\sqrt{C} + 3,7\sqrt{Mn} + 7,2\sqrt{Si} + 1,5\sqrt{Cr} + 0,5V + 3,8\sqrt{Ti} + \\ &+ 1,5\sqrt{C_{гш}} - 2,1\ln K_0 - 3,6CO_2); \\ Cr_H &= 0,01Cr(82,3 + 0,5C + 1,4\sqrt{Mn} + 1,2\sqrt{Si} + 0,2Cr + 0,8Ti - \\ &- 1,2\sqrt{C_{гш}} + 0,3\ln K_0 - 1,6CO_2); \\ V_H &= 0,01V(79,4 + 2,1\sqrt{Mn} + 1,2\sqrt{Si} + 1,2V + 0,6Ti - 0,7\sqrt{C_{гш}} + 0,3\ln K_0 - \\ &- 1,5CO_2); \\ Mo_H &= 0,01Mo(98,3 + 0,15Mo - 0,3C_{гш} - 0,5CO_2); \\ W_H &= 0,01W(97,6 + 0,2W - 0,2C_{гш} - 0,4CO_2); \end{aligned} \quad (3)$$

где $C_n \dots W_n$ — концентрация легирующих в наплавленном металле, %;
 $C, \dots W$ — концентрация легирующих в порошковом электроде, %.

Расчитать легирующую часть порошкового электрода методом итераций относительно неизвестных значений Me с точностью до 0,01 %. Для этого каждое уравнение системы (3) надо записать в виде:

$$Me = \frac{Me_H}{f(Me, C_{гш}, K_0, CO_2)} \quad (4)$$

Далее задать начальное содержание легирующих элементов в порошковом электроде. Обычно в качестве начального приближения выбирают содержание легирующих элементов в наплавленном металле, то есть $Me^{(0)} = Me_H$. Эти величины подставить в правую часть системы (4) вместо неизвестных значений Me и вычислить новое содержание легирующих

элементов в электроде $Me^{(1)}$. Взяв затем этот состав за новое приближение, вычислить $Me^{(2)}$. Расчет вести до тех пор, пока для всех легирующих элементов не выполнится неравенство:

$$|Me^{(n+1)} - Me^{(n)}| < 0,01.$$

Этап 3. По заданным содержанию газошлакообразующих материалов $C_{гш}$ в электроде и коэффициенту заполнения K_3 определить количество газошлакообразующих материалов в шихте (%):

$$Q_{гш} = C_{гш} / K_3 \quad (5)$$

Этап 4. По рассчитанной концентрации легирующих элементов Me в порошковом электроде определить их содержание в сердечнике:

$$Me_{ш} = \frac{Me \left(1 - \frac{C_{гш}}{100}\right) - Me_0(1 - K_3)}{K_3}, \quad (6)$$

где $Me_{ш}$, Me_0 — содержание элементов в шихте и оболочке электрода, %.

Этап 5. Определить содержание ферросплавов Q_j в сердечнике путем решения системы линейных уравнений методом исключения:

$$100Me_{ш} = \sum_{1 \leq j \leq p} a_{ij} Q_j, (i = \overline{1, p}), \quad (7)$$

где $Me_{ш}$ — содержание i -го легирующего элемента в шихте, %;

Q_j — концентрация компонента (ферросплава) в шихте порошкового электрода, %;

a_{ij} — содержание i -го легирующего элемента в j -ом компоненте, %.

Этап 6. Рассчитать количество железного порошка в шихте порошкового электрода, которое дополняет общее содержание ферросплавов и газошлакообразующих материалов до 100 %:

$$Q_{Fe} = 100 - \left(\sum_{1 \leq j \leq p} Q_j + Q_{гш} \right). \quad (8)$$

Если указанная разность меньше нуля, расчет повторить для большего значения K_3 , начиная с этапа 3, или выбрать другую систему газошлакообразующих компонентов с меньшими значениями $C_{гш}$ и CO_2 , и повторить расчет с этапа 2.

Данный алгоритм реализован на ЭВМ в виде паскаль-программы. Например, задача получить наплавленный металл состава (%): 0,8C; 0,9Mn; 0,9Si; 4,0Cr; 1,8V; 0,3Ti; 1,5Mo; 4,0W — была решена за 8 итераций. При содержании в порошковом электроде 8 % газошлакообразующих компонентов, а в газошлакообразующей части шихты 20 % мрамора, при основности исходного шлака $K_0=7,0$ и коэффициенте заполнения $K_3=0,37$ получен следующий состав сердечника (%): 21,6Q_{гш}; 2,2 FeMn; 8,9FeSi;

15,5FeCr; 9,65FeV; 5,1FeTi; 5,6FeMo; 13,5FeW; 2,5 графита; 15,45 железного порошка.

Были изготовлены порошковые проволоки, в качестве газоплакообразующих для которых использованы: плавиковый шпат, мрамор, нефелин — полевошпатовый продукт, нитрил акриловой кислоты, стирол, диаллилфталат [7]. При наплавке инструмента на режиме: $I_{св}=260...300$ А, $U_d=26...28$ В, скорость наплавки 22 м/ч, — получено следующее содержание легирующих элементов в третьем-четвертом слое (%): 0,85С; 0,83Мn; 0,96Si; 4,09Cr; 1,76V; 0,28Ti; 1,53Mo; 3,94W.

Использование разработанной методики расчета послужило основой для ряда инженерных решений: разработаны рациональные составы порошковых электродов с улучшенным комплексом служебных характеристик для регенерации конструктивных размеров режущей части инструмента, обеспечивающие удовлетворение регламентации их надежности и долговечности, соблюдение принципов взаимозаменяемости и экономичности.

Список литературы: 1. Кассов В.Д., Билык Г.Б. Полиномиальная модель оптимизации сварочно-технологических свойств порошковой проволоки. Часть 1. Трехкомпонентная система // Сб. науч. статей. Выпуск 3.— Краматорск: ДГМА, 1996.— С. 377-383. 2. Билык Г.Б., Кассов В.Д. Влияние состава материала сердечника самозащитной порошковой проволоки на параметры переноса и потери электродного металла // Сварочное производство.— 1988.— №2.— С. 7-9. 3. Походня И.К., Суптель А.М., Шлепаков В.Н. Сварка порошковой проволокой.— К.: Наукова думка, 1972.— 223 с. 4. Карпенко В.М., Кассов В.Д. Переход легирующих элементов при вибродуговой наплавке самозащитной порошковой проволокой // Сб. науч. статей. Выпуск 2.— Краматорск: ДГМА, 1994.— С. 150-156. 5. А.с. 1260160 СССР, МКИ В23К 35/368. Порошковая проволока для сварки малоуглеродистых низколегированных сталей / В.Д. Кассов, Г.Б. Билык, В.Т. Журба, В.И. Ковалев.— Оpubл. 30.09.86. Бюл. №36. 6. Кассов В.Д. Расчетно-экспериментальная модель комплексного легирования металла, наплавленного порошковым электродом // Вестник Приазовского государственного технического университета: Сб. науч. трудов. — Мариуполь, 2001.— Вып. № 10.— С.121-124. 7. А.с. 1632715 СССР, МКИ В23К 35/368. Состав электродного покрытия / В.Д. Кассов, А.А. Кузнецов, В.В. Зайцева, А.В. Бондаренко.— Оpubл. 07.03.91. Бюл. №9.

Статья поступила в редакцию 14.06.2001г.

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, ОБЩЕЙ ДЛЯ НАЛАДКИ ИНСТРУМЕНТОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА

Коваленко В.И., Лобко А.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

In activity the calculation of rotational speed of a mandrel is executed at processing of parts such as body of revolutions with simultaneous usage of many tools on a lathe at the identical and different characteristics of a instruments stuffs

Одним из наиболее производительных методов обработки является использование многоинструментальных наладок, что сокращает время на изготовление детали. Особенностью указанного метода применительно к токарной обработке является необходимость определения общей для всей наладки частоты вращения шпинделя. Ввиду актуальности указанного вопроса расчетом многоинструментальных наладок исследователи занимаются в течение длительного времени [1 - 4].

Для определения частоты вращения шпинделя, общей для наладки инструментов, используются различные методики, например [3 - 4]. В соответствии с методикой [3] частота вращения шпинделя определяется из условия обеспечения наибольшей производительности с использованием аналитических зависимостей; подразумевается, что все инструменты, входящие в наладку, имеют одинаковую характеристику инструментального материала (в аналитической зависимости «стойкость T - скорость резания V » $T = \frac{C}{V^\mu}$ показатель степени $\mu = \text{const}$).

По методике [4] вычисляется экономически обоснованная, общая для наладки, частота вращения шпинделя. Основные положения этой методики даны также для случая $\mu = \text{const}$; для наладок с различными характеристиками инструментального материала ($\mu = \text{var}$, например, μ_1, μ_2) методом подбора определяется единая для наладки значение $\mu_{\text{общ}}$. В настоящей работе разработана программа для определения частоты вращения шпинделя, общей для наладки инструментов с различными характеристиками инструментального материала; при этом количество групп инструментов с одинаковым показателем μ , входящих в общую наладку, практически не ограничено.

Рассмотрим последовательность определения экономически обоснованной (общей для наладки) частоты вращения шпинделя вначале для случая $\mu = \text{const}$, а затем рассмотрим особенности расчета для случая $\mu = \text{var}$.

Для выполнения расчета необходимо иметь схему обработки детали

с использованием многоинструментальной наладки, а также конструктивно-технологические характеристики обрабатываемых поверхностей: диаметры и длины поверхностей, значения глубин резания, характеристики инструментального материала (значения μ), нормативные стойкости режущих инструментов и т.п.

Расчет общей для наладки частоты вращения шпинделя для случая $\mu = \text{const}$ выполняется в следующей последовательности (пункты 1 – 5 выполняются для каждого i -го инструмента наладки; остальные пункты расчета относятся к наладке в целом).

- 1) Определяют частоту вращения шпинделя, соответствующую скорости V_{100} (V_{100} – скорость резания, которая соответствует стойкости инструмента, равной 100 мин.):

$$n_{100i} = \frac{1000 \cdot V_{100i}}{\pi \cdot D_i}, \quad (1)$$

где D_i – диаметр обрабатываемой поверхности.

- 2) Пропорциональный износу инструмента (при V_{100i}) расчетный коэффициент:

$$W_{100i} = \left(\frac{1000}{n_{100i}} \right)^{\mu}. \quad (2)$$

- 3) Коэффициент резания: $\lambda_i = \frac{L_{\text{rezi}}}{L_{\text{суп}}}, \quad (3)$

где L_{rezi} – длина резания i -го инструмента;
 $L_{\text{суп}}$ – ход суппорта.

- 4) Фактическое время обработки каждой из поверхностей:

$$t_{\text{rezi}} = T_{\text{нi}} \cdot \lambda_i, \quad (4)$$

где $T_{\text{нi}}$ – нормативная стойкость.

- 5) Фактическое значение коэффициента, пропорционального износу инструмента:

$$W_i = W_{100i} \cdot \frac{t_{\text{rezi}}}{100}. \quad (5)$$

- 6) После вычисления вышеприведенных параметров определяют коэффициент, пропорциональный суммарному износу всех инструментов наладки:

$$W_{\Sigma\mu} = \sum_{i=1}^n W_i, \quad (6)$$

где n – количество инструментов в наладке.

- 7) Вычисляют общую для наладки частоту вращения шпинделя:

$$n_{\text{общ.}} = \frac{1000}{(W_{\Sigma\mu})^{1/\mu}}. \quad (7)$$

Расчет общей для наладки частоты вращения шпинделя для случая $\mu = \text{var}$ выполняется в следующей последовательности. Все инструменты,

входящие в наладку, подразделяются на группы таким образом, чтобы в каждой группе находились инструменты с одинаковым значением показателя степени μ . Далее, для групп инструментов с одинаковым μ , таким же образом, как и для случая с $\mu = \text{const}$, находится общее для данной группы расчетное значение частоты вращения шпинделя $n_1, n_2, \dots, n_j$. Затем определяют общую для инструментальной наладки (то есть для всех групп инструментов) частоту вращения шпинделя $n_{\text{общ.}}$, используя нижеследующую аналитическую зависимость:

$$1 = \left(\frac{n_{\text{общ.}}}{n_1} \right)^{\mu_1} + \left(\frac{n_{\text{общ.}}}{n_2} \right)^{\mu_2} + \dots + \left(\frac{n_{\text{общ.}}}{n_i} \right)^{\mu_i}, \quad (8)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_j$ – частота вращения j -й группы инструментов с постоянным μ .

Разработанная программа (на языке программирования Turbo Pascal) компоновка которой приведена на рис. 1, позволяет выполнять расчет общей для инструментальной наладки частоты вращения шпинделя $n_{\text{общ.}}$ для любого из возможного вариантов: с одинаковыми и различными характеристиками инструментального материала.

В последнем случае (то есть для $\mu = \text{var}$) частота вращения шпинделя $n_{\text{общ.}}$ определяется по выражению (8) методом подбора. Запуск программы осуществляется файлом `andr.exe`. После ввода исходных данных (количество резцов, диаметры обрабатываемых поверхностей, скорости резания V_{100}) производится определение частоты вращения шпинделя, фактическое время обработки каждой из поверхностей, фактическое значение пропорционального износу инструмента коэффициента и другое. После анализа частот вращения шпинделя $n_1, n_2, \dots, n_j$ производится автоматическое определение предельных (минимальной $n_{\text{мин}}$ и максимальной $n_{\text{макс}}$) частот.

С определенным шагом (в цикле) выполняются вычисления до тех пор, пока не будет получена заданная точность получаемого результата. Для этого вычисляется безразмерная величина A :

$$\sum_{i=1}^k \left(\frac{n_{\text{общ.}}}{n_i} \right)^{\mu_i} = A, \quad (9)$$

где k – количество групп инструментов с различными μ ;

n_i – частота вращения шпинделя при данном μ_i .

На каждом шаге вычислений определяется отклонение (по модулю) величины A от 1:

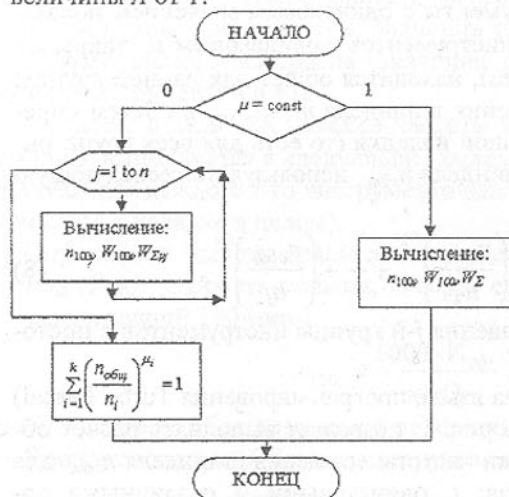


Рис. 1. Компонка программы

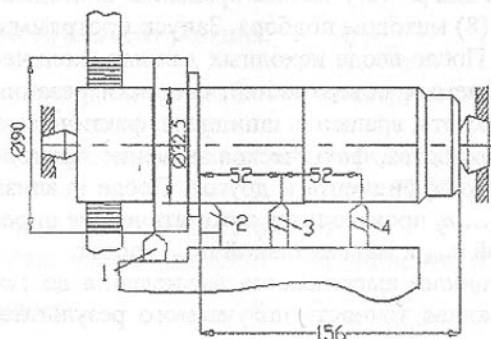


Рис. 2. Схема обработки вала с использованием многоинструментальной наладки

стойкость T_{ni} .

Таблица 1 - Исходные данные

Резец №	V_{100i}	D_i	μ_i	T_{ni}	L_{rez}	$L_{сш}$
1	44.5	90.	4.	60.	15.	58.
2	48.8	32.5	4.	60.	50.	58.
3	48.8	32.5	4.	60.	50.	58.
4	48.8	32.5	4.	60.	50.	58.

$$Y = |A - 1|. \quad (10)$$

Величина отклонения Y сравнивается с допустимой погрешностью вычислений ε :

$$Y \leq \varepsilon. \quad (11)$$

В качестве окончательного значения принимается частота вращения шпинделя, для которой вычисленная погрешность Y минимальна и меньше заданной погрешности ε .

Работу программы проиллюстрируем на примерах расчета многоинструментальной наладки, схема которой приведена на рис. 2, при обработке поверхностей вала на токарном многолезцовом полуавтомате.

Пример расчета 1. Используются инструменты с одинаковым значением показателя степени μ . В табл. 1 для каждого из четырех резцов приведены исходные данные для расчета: соответствующая стойкости $T=100$ мин скорость резания V_{100} , диаметр обрабатываемой поверхности D_i , показатель степени μ_i , нормативная

Результаты обработки программой исходных данных приведены в табл. 2.

Таблица 2 - Результаты вычислений

Резец №	n_{100}	W_{100}	λ_i	T_{rez}	W_i
1	157.387	1629.782	0.259	15.517	252.897
2	477.955	19.163	0.862	51.724	9.912
3	477.955	19.163	0.862	51.724	9.912
4	477.955	19.163	0.862	51.724	9.912

В результате расчета получено: $n_{эк} = 243.980 \approx 244$ об/мин.

Пример расчета 2. Используются инструменты с различными значениями показателя степени μ при других (по сравнению с примером 1) условиях обработки.

В табл. 3 приведены соответствующие исходные данные, а в табл. 4 – результаты расчета программой.

Таблица 3. Исходные данные

Резец №	V_{100i}	D_i	μ	T_{ni}	L_{rez}	$L_{сш}$
1	188	90.	3.	60.	15.	58.
2	152	32.5	3.	60.	50.	58.
3	48.8	32.5	4.	60.	50.	58.
4	48.8	32.5	4.	60.	50.	58.

Таблица 4. Результаты вычислений

Резец №	n_{100}	W_{100}	λ_i	T_{rez}	W_i
1	664.914	5.116	0.26	15.37	0.786
2	1488.711	0.204	0.85	51.233	0.104
3	477.955	19.163	0.862	51.724	9.912
4	477.955	19.163	0.862	51.724	9.912

В результате расчета получены значения частот вращения шпинделя для каждой из групп инструментов с постоянными значениями показателя μ : $n_{\mu 3} = 702$ об/мин и $n_{\mu 4} = 474$ об/мин. Общие для всей многоинструментальной наладки частоты вращения шпинделя (и соответствующие значения погрешностей вычислений) равны: $n = 441$ об/мин ($Y = 0.00281$) и $n = 442$ об/мин ($Y = 0.00570$). Окончательно принимаем частоту вращения шпинделя $n = 441$ об/мин, для которой погрешность вычисления минимальна и меньше заданной предельной величины ($\varepsilon = 0.005$).

Список литературы: 1. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: Справочник/ В.И. Баранчиков, А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина и др.; Под общ. ред. В.И. Баранчикова. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с. 2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2./ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. –

М.: Машиностроение, 1985. 496 с. 3. Шаумян Г.А. Комплексная автоматизация производственных процессов. М.: Машиностроение, 1973. 640 с. 4. Темчин Г.И. Многоинструментные наладки. Теория и расчет. Машгиз. М.: 1963 — 544с.

Статья поступила в редакцию 13.06.2001г.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ АКТИВНОГО ГАШЕНИЯ ШУМА МАШИН

Комкин А. И., Никифоров Н.А.
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия)

This paper reviews recent progress in active control of sound and discusses the possibility for widespread application of this technology.

С каждым годом шум оказывает все более пагубное воздействие на человека. До недавнего времени борьба с шумом велась только с помощью пассивных методов, использующих специальные звукопоглощающие и звукоизолирующие материалы и конструкции. Однако возможности пассивных методов ограничены и поэтому в последнее время проводятся интенсивные работы по развитию альтернативного подхода к борьбе с шумом, связанного с использованием систем активного гашения (САГ) шума машин.

Активное гашение шума состоит в генерации с помощью вторичных источников шума такого звукового поля, взаимодействие которого с исходным звуковым полем машины приводило бы к снижению ее шума. Создание вторичного звукового поля в активной системе осуществляется с помощью внешнего источника энергии и по этой причине такие системы называются активными. Некоторые из проблем и достижений в снижении шума активным методом рассмотрены в [1-3].

Идея практической реализации САГ основывается на том факте, что скорость распространения звука значительно меньше скорости распространения электрических сигналов. Это позволяет, измерив в некоторой точке пространства параметры звуковой волны и установив на некотором расстоянии от этой точки дополнительный излучатель, сформировать за время прохождения звуком этого расстояния управляющий сигнал на излучатель, обеспечивающий гашение шума основного источника.

Структура САГ в обязательном порядке должна содержать три блока: блок приема (БП), блок управления (БУ) и блок излучения (БИ). Для повышения эффективности работы САГ должна иметь возможность подстраиваться под изменения внешних условий, т.е. быть адаптивной. Блок-схема такой адаптивной системы активного гашения (АСАГ) шума в канале

представлена на рис. 1. Система содержит два блока приема, размещенных на ее входе БП1 и выходе БП2 а также блок излучения БИ и блок управления БУ. Функции БУ в данном случае выполняет адаптивный фильтр, который подстраивается сигналом с выходного БП так, чтобы обеспечивалось наилучшее гашение шума. Если шум носит периодический характер, то вместо входного БП используется датчик, формирующий опорный сигнал с частотой, кратной частотам периодических составляющих исходного шума. Частота синтезируемого звука при этом определяется опорным сигналом, а его фаза — сигналом ошибки с БП2 на выходе системы.

Несмотря на то, что эта достаточно простая идея реализации метода активного гашения была выдвинута немецким физиком П. Лаугом в 30-х годах, практически она не осуществлялась в течение длительного времени. И лишь в конце 50-х годов появились первые сообщения о создании опытных образцов активных систем. В настоящее

время такие системы разрабатываются для различных областей техники.

Пожалуй одним из первых наиболее известных примеров практического применения активных методов относится к системе активного гашения шума газовой турбины мощностью 11 МВт с диаметром патрубка 3 м. Имеется ряд примеров активного снижения шума мощных трансформаторов, который в основном является периодическим и сосредоточен в области низких частот. Было проведено много теоретических и экспериментальных исследований по созданию САГ шума в замкнутых пространствах, таких как кабины и салоны транспортных средств. Имеются примеры разработки САГ для снижения тонального шума в салонах турбовинтовых самолетов и автомобилей. Такие системы, как правило, очень сложны и требуют большого количества приемников и излучателей звука. При этом снижение тональных составляющих шума может составлять от 6 до 20 дБ. Основная проблема в разработке САГ в данном случае добиться снижения шума не в отдельных точках пространства, а глобального снижения шума во всем замкнутом пространстве.

Весьма перспективным является применение САГ в наушниках, особенно на низких частотах, ниже 250 Гц, где эффективность обычных пассивных наушников мала. Если в наушники вмонтировать элементы активной системы (миниатюрные микрофон, динамик и электронный блок), с целью гашения низкочастотных составляющих шума, то акустическая эффективность таких комбинированных (гибридных) наушников значительно

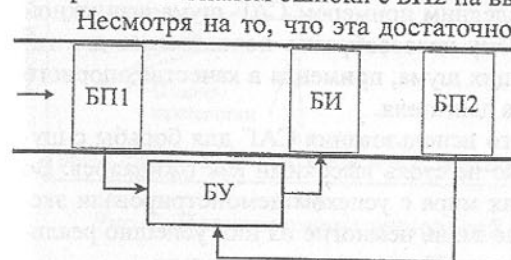


Рис. 1. Блок-схема АСАГ шума в канале

возрастет. Такие наушники особенно важны в транспортных средствах, например военных, с высоким уровнем шума, так как их использование позволяет не только снизить вредное воздействие шума, но и облегчает ведение радиопереговоров.

Наиболее успешное коммерческое внедрение активных систем в индустрии относится в настоящее время к САГ шума в каналах, таких как системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Элементы активной системы при этом легко устанавливаются на стенке канала и не мешают движению воздуха. Снижение уровней тонального шума при этом может достигать 30 дБ. Тесно связана с последним примером САГ шума выпускной системы автомобиля. Такую систему целесообразно использовать для гашения периодических составляющих шума, применяя в качестве опорного сигнала сигнал с датчика оборотов двигателя.

И все же темпы практического использования САГ для борьбы с шумом в индустрии оказались далеко не столь высокими как ожидалось. Во многих исследовательских центрах мира с успехом демонстрировали экспериментальные варианты САГ, но лишь немногие из них успешно реализовывались в промышленные образцы. Причин этому несколько.

Во-первых, снижение шума активным методом является комплексной дисциплиной, требующей для ее успешного применения знания не только основ теоретической и технической акустики, но также специализации в области цифровой обработки сигналов, теории управления, электроники и технологии приборо- и машиностроения. Подготовка таких специалистов весьма непростая задача. Во-вторых, до настоящего времени остаются недостаточно проработанными ряд научных и инженерных проблем, связанных с разработкой САГ, что в ряде случаев не позволяет сделать их пригодными для практического использования. Сюда прежде всего относится проблема выбора подходящих вторичных источников шума для САГ, отвечающих заданным техническим требованиям. Наконец широкому внедрению САГ препятствует все еще их относительно высокая стоимость, связанная с использованием микропроцессорной техники. Однако стоимость последней постоянно снижается и следует ожидать, что вскоре это не будет большим препятствием.

В целом вопросы практического использования активных методов гашения шума следует рассматривать с точки зрения проблемы внедрения новых технологий. Некоторые аспекты этой проблемы проиллюстрированы на рис. 2. Требования, предъявляемые к техническому уровню проектируемых средств защиты от шума, непрерывно возрастают. До определенной поры старые технологии, использующие пассивные средства защиты, удовлетворяют этим требованиям. Однако со временем их ресурсы оказываются исчерпанными. Когда появляется новая технология, использующая САГ, то на начальном этапе технический уровень таких

САГ, то на начальном этапе технический уровень таких систем очень низок, в силу их низкой эффективности, ненадежности, дороговизны и т.д. Но в процессе совершенствования новой технологии технический уровень средств защиты постоянно повышается, пока они наконец не превысят возможности старых технологий.

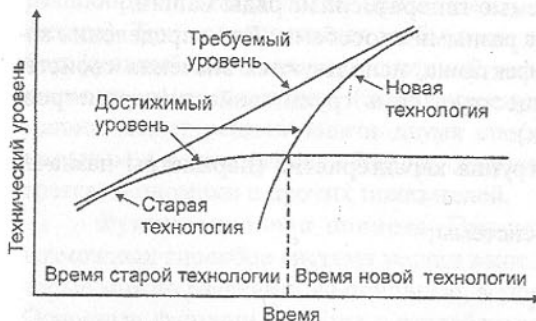


Рис. 2. Процесс смены технологий

желаемый вид спектра выходного шума, раскроются в полной мере, что позволит поставить технику борьбы с шумом на качественно иной, более высокий уровень.

Представляется, что сегодня технический уровень САГ становится соизмерим с уровнем пассивных средств защиты, так что вскоре широкие потенциальные возможности активных систем, связанные с их высокой эффективностью в низкочастотном диапазоне, возможно подстраивать характеристики системы и получать

Список литературы: 1. Развитие работ по активному гашению шума / А. Галлеспи, Х.Г. Левенхол, Дж. Робертс и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. № 4. С. 12-26. 2. Tichy J. Applications for Active Control of Sound and Vibration // Noise/ News International. 1996. № 2. Р. 73-86. 3. Комкин А.И. Снижение шума машин активным методом. М.: МГТУ, 2000 — 24 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001г.

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИИ СИСТЕМ МАШИН

Копейченко Ю.В., Тернюк Н.Э. (ИМуС, г. Харьков, Украина)

The named and classification of machinery systems is presented. Can be used for research and practical.

Сложность и разнообразие функций которые необходимо выполнять в производстве приводит к необходимости разработки не отдельных машин, а их систем.

Формально система определяется как отношение на языке теории множеств. Если задано семейство множеств $\bar{V} = \{V_i : i \in I\}$, где I - множе-

ство индексов, то система определяется как собственное подмножество декартова произведения $\times \bar{V} : S \subset \times \{V_i : i \in I\}$.

Все компоненты $\times \bar{V}$ называются объектами системы S .

Система машин также определяется как множество разнородных машин находящихся во взаимодействии. Вне этих рамок остаются системы однородных машин, так называемые типоразмерные ряды машин.

Системы классифицируют разными способами. Для определения какая из систем машин более эффективна, используются значения свойств, которые их характеризуют. Существует семь групп свойств (параметров, характеристик) системы (машин):

- функционально - целевая группа характеристик (параметры назначения);
- характеристики элементов системы;
- свойства связей;
- показатели внешней среды;
- системные показатели (синергетические показатели, свойства эмерджентности);
- характеристика управляемости машин;
- организационные показатели.

В принципе характеристика управляемости машин и организационные показатели можно описать и в первых пяти группах показателей, однако с учетом важности этих характеристик, они выделены в отдельные группы.

Приведем описание свойств более подробно.

Функционально - целевая группа характеристик.

Целевая направленность (назначение). Система машин может быть предназначена для решения одной задачи (достижение одной цели), нескольких задач (многоцелевые системы), либо части задачи (решение подзадачи, достижение подцели). В свою очередь, каждая задача может быть простой или сложной. Кроме того, система машин может решать задачи полностью либо частично (совместно с другими системами). Таким образом, все множество систем, с точки зрения **решаемых задач**, могут быть разбиты на 12 классов:

	часть простой задачи	часть сложной задачи	одна простая задача	одна сложная задача	много простых задач	много сложных задач
частичное решение	1	2	3	4	5	6
полное решение	7	8	9	10	11	12

Отметим, что классификация по данному и другим признаку описы-

вает основные классы, наряду с которыми могут существовать промежуточные. Так, например, легко представить систему машин которая решает несколько сложных задач и несколько простых.

Оптимальность способов достижения цели. Достижение целей может выполняться многими способами, основанными на использовании разнообразных технологий (физических, химических, биологических эффектов). Технологические способы достижения целей определяют набор функций, выполняемых системой машин и, в конечном счете, эффективность решения задачи (экономическую, социальную и пр.). Система машин может решать задачи двумя способами: оптимальным и неоптимальным с точки зрения объемов, достижений научно-технического прогресса, экономики и прочих показателей.

Функциональная полнота. При решении стоящих задач одним из возможных способов система машин выполняет необходимые функции, которые можно разделить на основные, вспомогательные и обеспечивающие. Основные функции связаны с воздействием на объект преобразования (в том числе своих координат в пространстве). Вспомогательные функции возникают из требования замкнутости цикла. К обеспечивающим функциям можно отнести функции связанные с обеспечением основных и вспомогательных функций ресурсами. **Набор вспомогательных и обеспечивающих функций**, которые должна выполнять система машин, **зависит от способов (технологий) выполнения основных функций.** Функционирование машин, выполняющих вспомогательные и обеспечивающие операции, также приводит к появлению вторичных вспомогательных и дополнительных функций и так далее. Поэтому, с точки зрения полноты выполняемых функций, системы машин делятся на три класса:

1-й – базовый (минимальный) - выполняются только основные функции;
2-й - расширенный (по отношению к базовому) - выполняются основные функции, а также вспомогательные и обеспечивающие основные;
3-й – полный - выполняется весь набор основных функций, связанных со стоящими задачами, а также вспомогательные и обеспечивающие функции, обусловленные как решаемыми задачами, так и деятельностью самой системы машин.

Масштабируемость. Так как система машин, как правило, создается не для решения уникальной задачи, а для задач, которые возникают постоянно (дорожно-строительные работы, добыча угля, сельскохозяйственные работы и пр.), то в каждом конкретном случае будут разные объемы работ как по всей задаче в целом, так и по различным функциям, которые требуется реализовать в задаче. Поэтому система машин может обладать свойством настраиваемости на масштаб (объем) задачи либо путем использования нескольких однотипных машин, либо путем использования более про-

изводительной машины. Для некоторых задач возможно использование только подмножества машин из системы (комплексы). Таким образом, с точки зрения возможности настраиваться на масштаб задачи, системы машин делятся на пять классов:

- 1-й - система машин не допускает масштабирование;
- 2-й - система машин допускает масштабирование за счет параллельного выполнения работ по однотипным машинам;
- 3-й - система машин допускает масштабирование за счет использования более производительных машин;
- 4-й - система машин допускает масштабирование как за счет параллельного выполнения работ по однотипным машинам так и за счет использования более производительных машин;
- 5-й - система машин помимо наличия четвертого свойства допускает образование из системы машин комплексов для решения некоторых задач.

Характеристики элементов системы.

Согласованность по производительности (точности, качеству, надежности и т.д.). Несогласованность по производительности отдельных машин системы приведет к перегрузке одних и недогрузке других, что, естественно, снижает общую эффективность системы машин. То же относится и к несогласованности по другим показателям. Согласованность должна осуществляться как между машинами, так и с целями и задачами, стоящими перед всей системой машин. С точки зрения согласованности по какой либо характеристике системы машин делятся на два класса: согласованные и несогласованные.

Модульность. Отдельные функции выполняются частями машин (модулями), которые удовлетворяют требованиям согласованности и позволяют конфигурировать (трансформировать) как отдельные машины для выполнения сложных функций, так и систему машин в целом.

Унификация. Большинство (все) узлов общемашиностроительного применения (редукторы, муфты, гидросистемы, электродвигатели, блоки питания и т.п.) должны быть унифицированными с учетом типоразмерных рядов и применяемых в системе машин материалов.

Свойства связей.

Согласованность по входу-выходу. Каждый модуль (машина) в процессе функционирования могут преобразовывать вещество, энергию, информацию. В случае несогласованности по входу-выходу уменьшается эффективность системы, а возможно и не полное выполнение задач. С позиции согласованности по входу-выходу системы машин делятся на два класса: согласованные и не согласованные.

Трансформенность и гибкость. Для выполнения совокупности функций при решении задач отдельные машины системы взаимодействуют

в соответствии с конкретным технологическим процессом. Различие задач определяют и разные структуру системы машин. Возможность настраиваться на разные места в структуре системы должна быть присуща как отдельным машинам, так и системе машин в целом. Процесс трансформирования системы машин на конкретные условия применения должен быть быстрым, а диапазон задач для решения которых можно использовать систему машин достаточно большим. В этом случае система обладает свойством трансформенности – если изменяет свою морфологию и гибкости – в остальных случаях.

Показатели внешней среды.

Условия работы. Система машин может работать в различных условиях (погодных, климатических, радиационных, агрессивных, подземных и пр.). По соответствию условиям системы машин делятся на два класса: соответствующие и несоответствующие.

Открытость. Под открытостью понимается свойство системы машин дополнять свой состав отдельными машинами, а также и возможность объединения (для выполнения совместных работ) с другими системами. По данному признаку системы делятся на два класса: открытые и замкнутые.

Эргономические показатели. Показатель эргономичности системы машин является комплексным и состоит в свою очередь из нескольких показателей характеризующих взаимодействие человека и машин (системы машин). К таким показателям относятся, в частности, степень вредности условий труда, безопасность, величина нагрузки на различные органы человека (слух, зрение, физическое напряжение ...) и т.п. В качестве интегрального можно использовать средневзвешенное значений отдельных показателей.

Экологические показатели. Данный показатель также является комплексным и может оцениваться как средневзвешенное значение отдельных показателей.

Системные показатели (синергетические показатели, свойства эмерджентности).

Данные показатели характеризуют систему в целом. Это те свойства которых нет ни в одной машине в отдельности, а появляются только при объединении их в систему.

Характеристика управляемости машин.

С позиции управляемости системы машин можно разбить на следующие классы: с управляемой структурой и с управляемыми параметрами.

Организационные показатели.

С организационных позиций системы машин делятся на следующие классы: с жесткой структурой и настраиваемой структурой.

Каждый из перечисленных показателей может быть дополнительно детализирован.

Приведенные классификации могут использоваться при анализе и синтезе систем машин.

Статья поступила в редакцию 28.05.2001г.

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ УПРУГИХ СОСТАВНЫХ ЦИЛИНДРОВ ПРИ ОГРАНИЧЕННОЙ ПЛОТНОСТИ ИХ СОЕДИНЕНИЯ

Коротунова Е. В., Мاستиновский Ю. В. (ЗГТУ, г. Запорожье, Украина)

The elastic waves propagation in the semi-infinite layered cylinder, which consists of two different homogeneous materials with different boundary conditions, is investigated. Three kinds of boundary conditions are considered in this paper: 1) frictionless – rigid boundary, 2) clamped boundary and 3) free boundary. Longitudinal impact of cylindrical layers is considered. The method of space characteristics for a numerical solution of two-dimensional dynamic problem is proposed. The received results are analysed to predict the probability of construction failure.

Взаимодействие элементов составной конструкции, при котором условия на поверхности контакта неоднозначны, называется сложным. Примерами такого взаимодействия являются задачи, когда при распространении возмущений в составных конструкциях возможно расслоение, образование или ликвидация зазора между взаимодействующими элементами. В таких задачах область и вид контакта определяются в процессе решения.

Рассматривается механическая система, состоящая из двух полых разнородных цилиндров, соосно вложенных в недеформированном состоянии без зазора один в другой (рис.1).

Движение этой конструкции под действием осесимметричной нагрузки описывается точными уравнениями динамической теории упругости в цилиндрических координатах [1]:

$$\frac{\partial w^i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} (p^i + q^i) + \frac{\partial \tau^i}{\partial x} + \frac{1}{r} (p^i + q^i - \sigma^i)$$

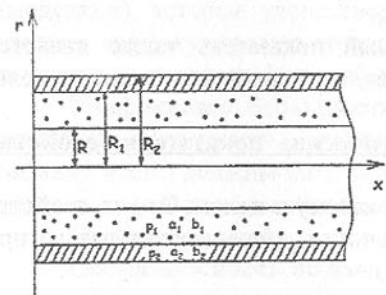


Рис.1. Осевое сечение конструкции.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u^i}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x} (p^i - q^i) + \frac{\partial \tau^i}{\partial r} + \frac{\tau^i}{r} \\ \frac{\gamma_i^2}{\gamma_i^2 - 1} \cdot \frac{\partial p^i}{\partial t} &= \frac{\partial w^i}{\partial r} + \frac{\partial u^i}{\partial x} + \frac{\gamma_i^2 - 2}{\gamma_i^2 - 1} \cdot \frac{w^i}{r} \\ \gamma_i^2 \frac{\partial q^i}{\partial t} &= \frac{\partial w^i}{\partial r} - \frac{\partial u^i}{\partial x} \\ \frac{\gamma_i^2}{\gamma_i^2 - 2} \cdot \frac{\partial \sigma^i}{\partial t} &= \frac{\partial w^i}{\partial r} + \frac{\partial u^i}{\partial x} + \frac{\gamma_i^2}{\gamma_i^2 - 2} \cdot \frac{w^i}{r} \\ \gamma_i^2 \frac{\partial \tau^i}{\partial t} &= \frac{\partial u^i}{\partial r} + \frac{\partial w^i}{\partial x}, \end{aligned} \quad (1)$$

где безразмерные и размерные координаты и функции связаны соотношениями:

$$\begin{aligned} r^i &= \frac{r}{R_2}; \quad x^i = \frac{x}{R_2}; \quad t^i = \frac{a_i t}{R_2}; \quad p^i = \frac{\sigma_{rr}^i + \sigma_{xx}^i}{2\rho_i a_i^2}; \quad q^i = \frac{\sigma_{rr}^i - \sigma_{xx}^i}{2\rho_i a_i^2}; \\ \tau^i &= \frac{\sigma_{rx}^i}{\rho_i a_i^2}; \quad \sigma^i = \frac{\sigma_{\theta\theta}^i}{\rho_i a_i^2}; \quad u^i = \frac{1}{a_i} \frac{\partial u_x^i}{\partial t}; \quad w^i = \frac{1}{a_i} \frac{\partial u_r^i}{\partial t}; \\ a_i &= \left(\frac{E_i(1-\nu_i)}{\rho_i(1+\nu_i)(1-2\nu_i)} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad b_i = \left(\frac{E_i}{2\rho_i(1+\nu_i)} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad \gamma_i = \frac{a_i}{b_i} > 1; \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь w^i - радиальные компоненты векторов скоростей, u^i - осевые компоненты векторов скоростей, $p^i + q^i$, $p^i - q^i$, τ^i , σ^i - составляющие тензора напряженного состояния, $i=1,2$. Цифрой 1 отмечаются величины, относящиеся к внутреннему цилиндру ($0 \leq x < \infty$; $R/R_2 \leq |r| \leq R_1/R_2$), цифра 2 относится к величинам внешнего цилиндра ($0 \leq x < \infty$; $R_1/R_2 \leq |r| \leq 1$).

Боковые поверхности, ограничивающие конструкцию ($|r|=R/R_2$), $|r|=1$ в дальнейшем считаются свободными от напряжений:

$$p^i + q^i = 0, \quad \tau^i = 0 \quad \text{при } 0 \leq x < \infty; t > 0 \quad (3)$$

Граничные условия на поверхности контакта слоев определяются из условий сопряжения элементов рассматриваемой системы. Нарушение контакта определяется с помощью условия прочности соединения:

$$f(\tau^0, p^0 + q^0) \geq 0 \quad (4)$$

$\tau^0, p^0 + q^0$ - составляющие напряжений на линии контакта.

Это условие означает, что в каждой точке поверхности контакта эле-

менты системы жестко соединены лишь до тех пор, пока выполняется условие (4). Функция $f(\tau^0, p^0 + q^0)$ задается в виде [2]:

$$f(\tau^0, p^0 + q^0) = 1 - \left(\frac{\tau^0}{\alpha_1} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{p^0 + q^0}{\alpha_2} \right)^2 \cdot (1 + \text{sign}(p^0 + q^0)), \quad (5)$$

где α_1, α_2 - постоянные, определяемые экспериментально.

Если положить $\rho_1 a_1^2 = \rho_2 a_2^2$, то граничные условия могут быть следующими (при $|r| = R_1/R_2$; $0 \leq x < \infty$; $t > 0$):

а) движение с жестким соединением

$$u^1 = \frac{a_2}{a_1} u^2, \quad w^1 = \frac{a_2}{a_1} w^2, \quad p^1 + q^1 = p^2 + q^2, \quad \tau^1 = \tau^2 \quad (6)$$

б) проскальзывание без отрыва

$$w^1 = \frac{a_2}{a_1} w^2, \quad p^1 + q^1 = p^2 + q^2, \quad \tau^1 = \eta(p^1 + q^1), \quad \tau^2 = \eta(p^2 + q^2) \quad (7)$$

(η - коэффициент трения)

в) отсутствие контакта

$$p^1 + q^1 = 0, \quad p^2 + q^2 = 0, \quad \tau^1 = 0, \quad \tau^2 = 0 \quad (8)$$

На торце ($x = 0$; $R/R_2 \leq |r| \leq 1$; $t > 0$) граничные условия задаются в виде:

$$u^i = \varphi(t), \quad (\varphi(t) = f'(t) - \text{заданная функция}); \quad w^i = 0 \quad (9)$$

Задача о динамическом взаимодействии разнородных цилиндрических слоев с учетом разнообразных условий контакта между ними (6), (7), (8) решается численно с использованием метода пространственных характеристик [1]. При расчетах применяется двухшаговая процедура. На предварительном шаге определяется вид контакта в некоторой точке поверхности сопряжения слоев, а на следующем шаге реализуются условия контакта. Контроль за восстановлением контакта исключает возможность взаимного проникновения слоев.

Последовательность вычислений следующая [3].

Считая начальное состояние конструкции невозмущенным, все параметры цилиндрических слоев полагаются равными нулю. Предполагается также, что в начальный момент времени между элементами системы всюду выполняются условия жесткого контакта.

На каждом временном слое $t_n = t_{n-1} + \Delta t$ вычисления неизвестных функций производятся следующим образом:

1. Вычисляются значения в точках торца (кроме угловых). Данные на границе задаются с помощью краевых условий, значения остальных неизвестных определяются из соотношений на характеристиках, не выходя-

щих за область интегрирования.

2. Рассчитываются внутренние точки области.
3. Определяются значения величин на свободных поверхностях.
4. Вычисляются значения в точках линии контакта. Формально линию контакта можно рассматривать как бы состоящую из двух различных линий, одна из которых принадлежит области 1, а вторая - области 2. Но в силу условий (6) при жестком контакте скорости, а также радиальные и касательные напряжения в точках этих линий равны между собой. Только осевые напряжения будут разными при подходе к точке линии контакта со стороны областей 1 и 2.
5. Рассчитываются угловые точки.
6. Проверяется прочность соединения элементов системы и, если контакт отсутствовал, осуществляется контроль за восстановлением контакта.

В качестве примера рассматривается задача со следующими значениями величин:

$$h = \Delta x_i = \Delta r_i = 0,02; \quad k_1 = \Delta t_1 = 0,01; \quad k_2 = \Delta t_2 = \frac{a_2}{a_1} k_1 = 0,5 k_1 = 0,005;$$

$$R_1 \cdot R_2^{-1} = 0,8; \quad \gamma_1 = 1,87; \quad \gamma_2 = 2; \quad \rho_1 \cdot \rho_2^{-1} = 0,25$$

Закон изменения нагрузки по времени задается в виде

$$u_0^i(t_i) = -A t_i e^{-B t_i} \quad [1],$$

$$\text{где } A = \frac{\tilde{a}^2}{a_i^2}; \quad B = \frac{R_2}{a_i \tau}; \quad \tilde{a} = \max\{a_i\}; \quad \tau = 5 \cdot 10^{-6}; \quad x_i = 0; \quad t_i \geq 0$$

Полученные результаты показывают, что расслоение элементов конструкции происходит в области, примыкающей к ударяемому торцу.

Список литературы: 1. Мастиновский Ю.В., Коротунова Е.В. Распространение упругих волн в слоистом цилиндре, составленном из двух разнородных материалов. - Нові матеріали та технології в металургії та машинобудуванні, № 1, 2000, с.103-108. 2. Ильгамов М.А., Иванов В.А., Гулин Б.В. Прочность, устойчивость и динамика оболочек с упругим заполнителем. - М.: Наука, 1977. - 332с. 3. Асатурян А.Ш., Мастиновский Ю.В. Динамика системы оболочка - заполнитель при сложном взаимодействии ее элементов. - 13 Всес. конф. по теории пластин и оболочек. Таллин, 1983, ч.1, А-В, с.42-47.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001г.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ФРИКЦІЙНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ ТА ФОРМУВАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ПРИ РІШЕННІ ДИФЕРЕНЦІЙНИХ РІВНЯНЬ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ

Крисськов О.Д. (КДТУ, Кіровоград, Україна)

It is shown the method of design the limit conditions in the process of investigation of energy efficiency the technology friction formation by solving definition equal of heat conductive and some results of investigations.

В сучасному машинобудуванні все більше відомою стає технологія фрикційного формоутворення (ТФФ). Така технологія базується на ефекті

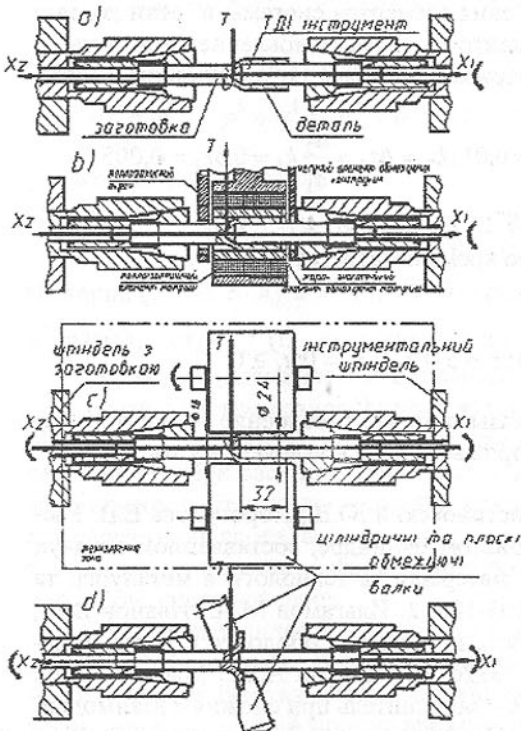


Рис. 1. Схеми просторового розміщення контртіл при фрикційному формоутворенні деталей: (а) без обмеження, з обмеженням по одній поверхні (б) матрицею, (с) циліндричними валками, (д) – обмеженням по трьом поверхням плоскими валками.

теплогенерації при сухому терті вертіння і використовується для практично безвідхідної деформації заготовки в деталь, в першу чергу з кольорових металів та сплавів: міді, латуней та ряду бронз. ТФФ дає можливість підвищити коефіцієнт використання металу (КВМ) при виготовленні деталей, певно конструктивно - технологічної групи у декілька разів порівняно з обробкою різанням. З точки зору раціонального використання металу ТФФ виглядає досить перспективно. Проте енергоемність цього процесу тільки починає вивчатись. В даній роботі вибудовується один з можливих теоретичних підходів до дослідження енергетичних витрат при фрикційному формоутворенні деталей шляхом математичного моделювання теплових потоків в системі взаємодіючих контртіл оброблюючої системи (ОС).

На рис.1 показано чотири конструктивних фрагменти з можливих варіантів наладок ОС. Заготовка та

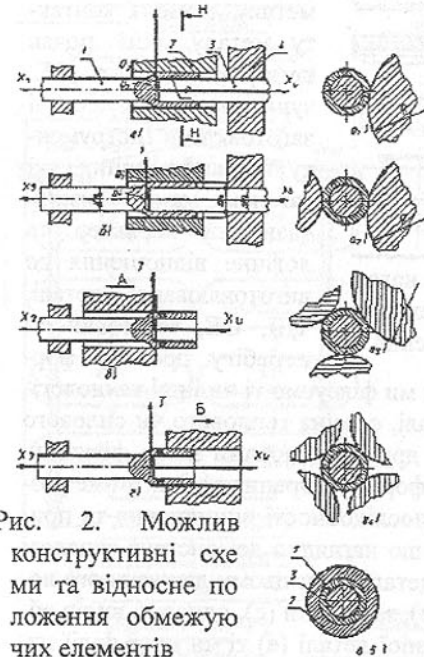


Рис. 2. Можливі конструктивні схеми та відносне положення обмежуючих елементів

тручий і деформуючий інструмент (ТДІ) розміщені на спільній вісі. На приведених технологічних схемах зліва показана прутко-заготовка, що затиснута в цангі, справа – ТДІ, в процесі деформації заготовки. При певних параметрах стиснення та відносного кутового обертання генерується тепло, достатнє для розвитку продуктивної гарячої пластичної деформації. На рис. 1а приведена схема формоутворення без обмеження, а на рис. 1б, 1с, та 1д – з обмеженням відповідно: втулкою (матрицею), валком (валками) та дисками, що в принципі можуть довільно рухатись в просторі. Як показала практика, введення обмежуючого елемента (ОЕ) дозволяє суттєво впливати на якість виготовлених деталей.

Кожна із вищезгаданих схем по своєму формує теплові потоки в ОС і відповідним чином визначає розподіл та втрати енергії (тепла). На рис. 2 показані теоретичні схеми обмеження, що витікають з відповідних конструктивних рішень, та прив'язка рухомої системи координат $TOXz$ для заготовки та нерухомої - $TOXi$ для інструменту. Остання прив'язана до центру робочої поверхні ТДІ. В просторі координат $TOXz$ та $TOXi$, може бути побудовано щонайменше дві математичні моделі: загальна теплова модель оброблюючої системи (ЗТМ) та локальна теплосилова модель осередку деформації (ЛТСМ) заготовки в деталь. Такі моделі можуть бути використані як інструмент для дослідження величин теплових потоків в контртілах: заготовка – ТДІ - обмежуючий елемент-виготовлювана деталь-навколишнє середовище.

Згідно з загальними поняттями технології машинобудування, виготовлення деталей в автоматизованій операції здійснюється за певний проміжок часу, який прийнято називати циклом. Події, що мають місце на цьому проміжку часу при виготовленні кожної наступної деталі, повторюються послідовно без жодних змін. До числа таких подій при фрикційному формоутворенні (ФФ) можна віднести, наприклад, входження в контакт

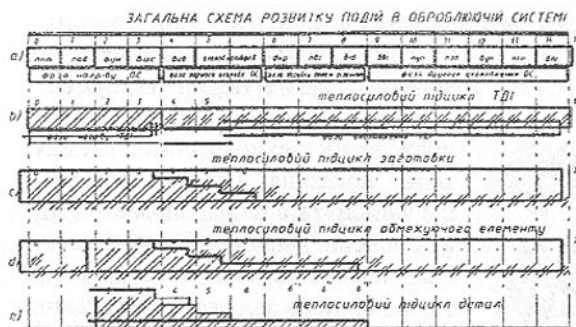


Рис. 3. Базова циклограма теплосилових навантажень контртіл для однопотокової технологічної схеми фрикційного формоутворення

моутворення. Спільною ознакою, по якій ми фіксуємо ті чи інші технологічні події в процесі формоутворення деталі, є зміна теплового чи силового навантаження на те чи інше контртіло, другими словами зміна фізичних умов на їх поверхнях. Тривалість циклу формоутворення деталі, може розглядатись у вигляді базової циклограми послідовності виникнення та припинення розвитку технологічних подій, що наглядно демонструє складові проміжки витрат часу на виготовлення деталі. При цьому для кожного логічно окремого елемента процесу: ТДІ (b), заготовки (c), одного з видів обмежуючого елемента (d) чи виготовлюваної деталі (e) ті чи інші події наступають і припиняють своє існування в різний час біжучого циклу.

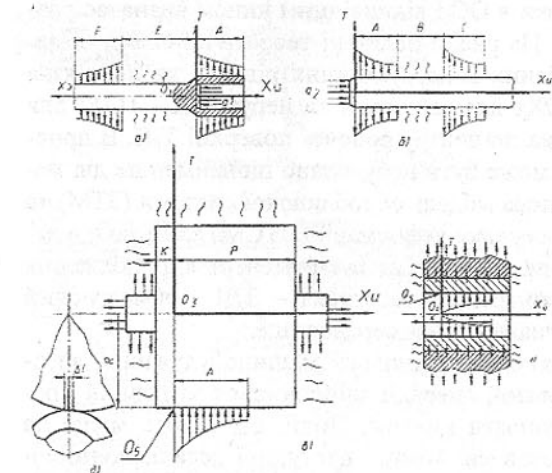


Рис. 4. Якісна схема шляхів теплопередачі та витрат енергії

заготовки та ТДІ, початок пластичного току металу, момент контакту металу, який почав деформуватись, з ОЕ, зупинка осевої подачі заготовки чи інструменту та багато інших, які загалом мають різний фізичний характер та логічне відношення до виготовлюваної деталі, ТДІ, ОЕ, заготовки та перебігу процесу формоутворення.

Місцем виникнення і джерелом теплової енергії в ОС є робоча поверхня ТДІ. Сумарна теплова енергія розповсюджується між двома контртілами заготовкою, ТДІ та деталлю, що виготовляється, а через неї проникає в обмежуючі елементи. В міру прогріву кожний з цих складових в свою чергу передає тепло в контактуючі контртіла та в навколишнє середовище. Якісна картина розповсюдження тепла в

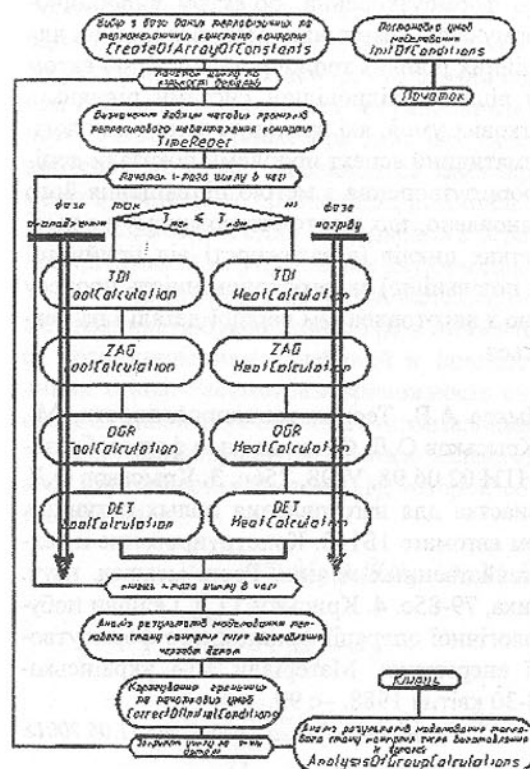


Рис. 5. Блок-схема алгоритму дослідження потужності теплових потоків в тру чо му та деформуючому інструменті, заготовці, обмежуючих елементах та виготовлюваній деталі на протязі одного технологічного циклу при виготовленні партії деталей.

алгоритмом передбачено циклічні прорахунки зміни теплових полів на протязі виготовлення заданої кількості деталей. При цьому приймалась до уваги залежність теплофізичних властивостей матеріалів заготовки, ТДІ та ОЕ від робочих температур, що досягають на робочій поверхні ТДІ 800-850°C. Швидкість занурення інструменту в тіло заготовки задавалась як функція швидкості формоутворення деталі. Остання може бути визначена експериментально чи на шляхом моделювання процесу з використанням локальної моделі фрикційного формоутворення.

Таким чином в даній роботі викладено зв'язок між реальними техно-

ОС показана на рис. 4. З метою кількісного аналізу розроблена загальна теплова модель ОС, блок схема алгоритму якої показана на рис.5. Згідно з прийнятим алгоритмом, технологічний цикл квантується на достатньо малі проміжки часу (в межах від 0,1с до 1 с). На кожному такому проміжку шляхом рішення відповідних систем диференціальних рівнянь, прораховується зміна теплових полів в контртілах під впливом теплогенерації на робочій поверхні та конкретних умов реалізації технологічного процесу на гіпотетичній технологічній машині. Лінійна довжина контакту контртіл та час його існування впливають із вищевизначених технологічних схем. Поскілки в даній технології заготовка, деталь та обмежуючі елементи осесиметричні циліндричні тіла, то в основу розрахункової схеми покладено рівняння теплопровідності в циліндричних координатах. Ал-

логічними схемами фрикційного формоутворення, об'єктом виробничо-технологічним, та методикою формування граничних умов, необхідних для однозначного рішення диференціальних рівнянь теплопровідності, об'єктом суто математичним. Результати рішення відповідної системи рівнянь з урахуванням граничних та початкових умов, які враховують як технологічно-організаційні так і суто математичний аспект проблеми показали доцільність автоматизації процесу формоутворення з метою підвищення його енергетичної ефективності. Встановлено, що в автоматизованому процесі формоутворення в перших десятках циклів (в залежності від прийнятої технологічної схеми швидше чи повільніше) енергоекономічність процесу зростає в декілька разів порівняно з виготовленням першої деталі і на певному рівні практично стабілізується.

Список літератури: 1. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М., Высшая школа., 1967, -599с. 2. Крыськов О.Д. Фрикционное формообразование деталей. Деп. в УКРНИИНТИ 02.06.98, Ук98, 256с. 3. Крыськов О.Д. Малоотходная технология и оснастка для изготовления полых латунных деталей на токарно-револьверном автомате 1Б140. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. Респ. межвед. науч. техн. сб. N 16, 1986., Киев, Техника, 79-85с. 4. Крыськов О.Д. Основы побудови математичної моделі технологічної операції фрикційного формоутворення з метою дослідження її енергетики. Матеріали VI-ї українсько-польської конференції. Львів, 28-30 квітня 1988. -с 99.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001г.

ОГРАНИЧЕНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЯ В ДВУХМАССОВЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С ОПТИМАЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.

Кузнецов Б.И., Соляник В.П., Чаусов А.А., Кузнецова Т.Б.
(УИПА, г. Харьков, Украина)

This article deals with the limitation of optimal control problems state variables of blooming's main electric drive. There is example of the optimal control of blooming's main electric drive.

Широкое применение систем подчиненного регулирования объясняется не только простотой их наладки и эксплуатации, но и возможностью простого ограничения переменных состояния системы-тока скорости, положения и т.д. благодаря наличию контуров регулирования этих переменных. При оптимальном управлении по полному вектору состояния можно достичь некоторого уменьшения переменных состояния надлежащим вы-

бором весовых матриц в интегральном квадратичном критерии качества, однако при этом динамические характеристики системы могут значительно ухудшиться. Естественно, что ограничения величин переменных состояния при разгоне достигается правильным выбором параметров задатчика-интенсивности, однако при действии момента сопротивления в оптимальной системе может наблюдаться многократное превышение токов и моментов привода по сравнению с номинальным режимом работы.

Рассмотрим один из подходов к ограничению переменных состояния при оптимальном управлении двухмассовой системой.

В процессе прокатки металла, особенно при захвате слитка, может возникать буксование валков относительно слитка, что сопровождается возникновением колебаний и повышением динамических нагрузок в линии стана. Рассмотрим возможность снижения динамических нагрузок средствами электропривода с оптимальными регуляторами.

При индивидуальном приводе валков наиболее простой моделью является двухмассовая система [1], которой соответствует система следующих уравнений

$$J_{\epsilon} \frac{d\omega_{\epsilon}}{dt} = M_y + \beta(\omega_q - \omega_{\epsilon}) + \beta_c \omega_{\epsilon} - M_c \quad (1)$$

$$\frac{dM_y}{dt} = C(\omega_q - \omega_B) \quad (2)$$

$$J_q \frac{d\omega_q}{dt} = C\Phi\Phi_J - M_y - \beta(\omega_q - \omega_{\epsilon}) \quad (3)$$

$$T_{\Sigma} \frac{dJ_J}{dt} = -J_J + \frac{1}{R_J} U_{\text{ТП}} - \frac{C\Phi}{R_J} \omega_q \quad (4)$$

$$T_{\mu} \frac{dU_{\text{ТП}}}{dt} = -U_{\text{ТП}} + K_{\text{ТП}} U_{\text{ВХ}} \quad (5)$$

В этих уравнениях:

ω_B, ω_q - скорость вращения валков и двигателя;

J_B, J_q - момент инерции валков и двигателя;

M_y - момент упругости;

C, β - жесткость и коэффициент внутреннего вязкого трения упругого вала на скручивание;

T_{Σ} - постоянная электромагнитная якорной цепи;

T_{μ} - постоянная времени тиристорного преобразователя;

$C\Phi$ - конструктивная постоянная двигателя;

$K_{\text{тн}}$ - коэффициент усиления тиристорного преобразователя.

В этих уравнениях учтено наличие падающего участка в зависимости

момента внешнего трения от скорости вращения с жесткостью β_c

Для демпфирования упругих колебаний главных приводов блюмингов построим оптимальный регулятор [2] по интегральному квадратичному критерию качества

$$J = \int_0^{\infty} \{ \bar{X}^T(t) R_1 \bar{X}(t) + U^2(t) R_2 \} dt, \quad (6)$$

в котором R_1 - неотрицательно-определенная весовая матрица, а R_2 - положительный весовой множитель. Для линейной системы оптимальное управление $U(t)$, минимизирующее интегральный квадратичный критерий качества линейно по полному вектору состояния

$$U(t) = -F \bar{X}(t), \quad (7)$$

где матрица оптимальных коэффициентов усиления

$$F = R_2^{-1} B^T P, \quad (8)$$

а матрица P является установившимся решением уравнения Риккати

$$- \frac{dP(t)}{dt} = R_1 - P(t) B R_2^{-1} B^T P(t) + P(t) A + A^T P(t). \quad (9)$$

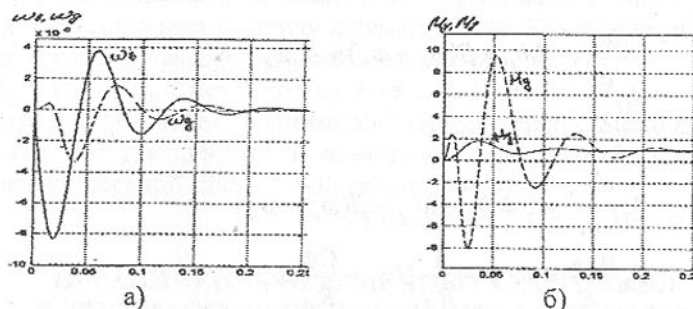


Рис 1. Переходные процессы а)- скорости вращения валков $\omega_b(t)$ и двигателя $\omega_d(t)$ и б)- момента упругости $M_y(t)$ и момента двигателя $M_d(t)$ в системе с оптимальным регулятором обжимного стана 950 Запорожского завода "Днепроспецсталь" при действии момента сопротивления M_c .

Существенным недостатком применения управления по полному вектору состояния является потеря астатизма. В рассматриваемой системе целесообразно иметь астатизм как по задающему, так и по возмущающему воздействию. Так как в системе имеется жесткая обратная связь по скорости вращения валков в виде характеристики момента сопротивления с падающим участком жесткостью β_c , то для осуществления астатизма по моменту сопротивления введем два последовательно соединенные интегрирующие звена, на вход которых подадим ошибку между заданным значением $\omega_3(t)$ и скоростью вращения двигателя $\omega_q(t)$.

Тогда, решая для расширенной системы управления задачу синтеза

оптимального управления получим оптимальный регулятор по полному вектору состояния.

На рис. 1 показаны переходные процессы а)- скорости вращения валков $\omega_b(t)$ и двигателя $\omega_d(t)$ и б)- момента упругости $M_y(t)$ и момента двигателя $M_d(t)$ в системе с оптимальным регулятором обжимного стана 950 Запорожского завода "Днепроспецсталь" при действии момента сопротивления M_c . Переходные процессы имеют значительное перерегулирование, а высокочастотные колебания, соответствующие собственным не демпфированным колебаниям разомкнутой системы заканчиваются за 0,1 с. В переходном процессе скорости вращения валков происходит одно колебание примерно за 0,1 с, а дальше скорость вращения валков с помощью регулятора возвращается в исходное положение.

Для ограничения переменных состояния в двухмассовой системе тока, момента упругости и т.д. построим отдельные оптимальные регуляторы тех переменных состояния, которые необходимо ограничивать - регулятор скорости и регулятор момента упругости двухмассовой системы на входы этих регуляторов подадим задания на максимальные значения тока и скорости, а выходы регуляторов скорости, тока и момента упругости подадим на входы селектора минимума. С помощью селектора минимума выбирается сигнал минимальной амплитуды, которая и подается на вход тиристорного преобразователя системы. Таким образом, пока ни одна из переменных состояния не выходит за предельно допустимые значения, система замкнута по основному регулятору состояния-скорости вращения. Если величина тока либо момента упругости начинает превышать предельно допустимое значение, то регулятор основной переменной размыкается и

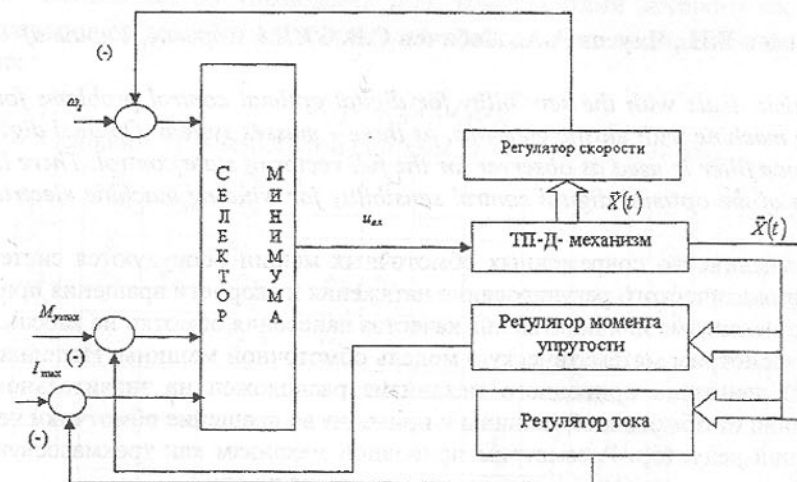


Рис 2. Схема ограничения координат в системе с оптимальным регулятором

система замыкается по регулятору ограничиваемой переменной состояния [4]. Схема ограничения координат в системе с оптимальным регулятором показана на рис 2.

Моделирование такой системы показало, что при работе системы без ограничений переходные процессы в системе соответствуют исходной оптимальной системе с основным контуром регулирования. При отработке больших заданий по скорости и с большим темпом задания переходные процессы в системе существенно удлиняются в связи с тем, что часть времени система находится в режиме ограничения координат.

Список литературы: 1. Кузнецов Б.И., Новоселов В.В., Богаенко И.Н. Проектирование систем со сложными кинематическими цепями. Киев, Техника. 1996. -282 с. 2. Александров Е.Е., Кузнецов Б.И., Радиевский А.Е. Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами Харьков. Основа. 1995. -304 с. 3. Клепииков В.Б., Буряковский С.Г., Черенов А.Н. Исследование динамических нагрузок в главной линии прокатных станов //Автоматизированные электроприводы прокатных станов: Тез. Докл. 4-ой НТК. Свердловск 1990.с. 35-37. 4. Епифанов С.В., Кузнецов Б.И., Богаенко И.Н. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей.-Киев.: Техника 1998.-312с.

Статья поступила в редакцию 17.05.2001г.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИФРОВОЙ ТРЕХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОБОМОТОЧНОЙ МАШИНЫ

Кузнецов Б.И., Чаусов А.А., Лобачев С.В. (УИПА, Харьков, Украина)

This article deals with the sensibility for digital optimal control problems for winding machine with elastic elements, as three - masses system. Optimal digital Kalman filter is used as observer for the full vector of state control. There is example of the optimal digital control sensibility for winding machine electric drive.

Большинство современных обмоточных машин оборудуются системами автоматического регулирования натяжения и скорости вращения приводного механизма для повышения качества нанесения обмотки на кабель.

Рассмотрим математическую модель обмоточной машины. Исполнительный двигатель приводного механизма расположен на значительном расстоянии от обмоточной машины и приводит во вращение обмотки через общий редуктор. Рассмотрим приводной механизм как трехмассовую систему, алгоритмическая схема которой показана на рис 1.

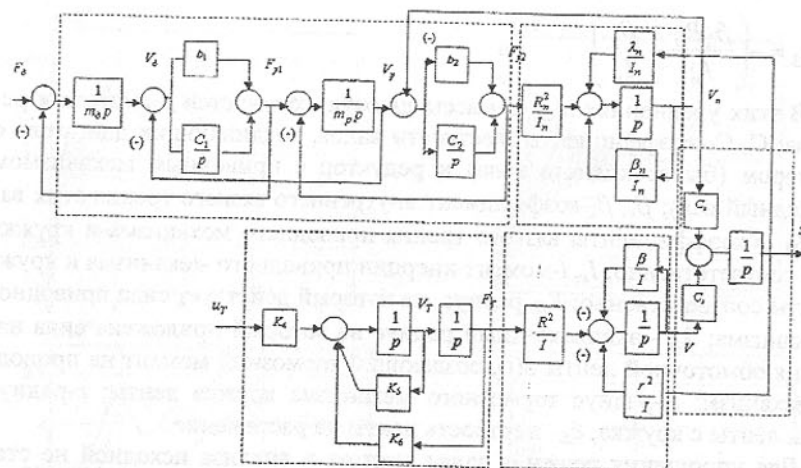


Рис.1.Алгоритмическая схема трехмассовой системы приводного механизма.

Введем вектор состояния $\bar{X}(t)$ этой системы в следующем виде:

$$\vec{X}(t) = \{V_0(t), F_{y1}(t), V_p(t), F_{y2}(t), V_n(t), V_m(t), F_m(t), V(t), S(t)\}^T,$$

компонентами которого являются скорость двигателя $V_d(t)$, сила упругости $F_x(t)$, скорость приводного механизма $V_n(t)$, F_{y1}, F_{y2} — силы упругости передаваемые быстроходными и тихоходными валами соответственно; V_d, V_p — скорости движения двигателя и редуктора; скорость изменения силы тормозного механизма $V_m(t)$, сила тормозного механизма $F_7(t)$, скорость схода ленты $V(t)$ и натяжения обмоточной ленты $S(t)$.

Введем вектор управления $\bar{u}(t)$, компонентами которого являются управляющие воздействия двигателей приводного и тормозного механизмов:

$$\bar{u}(t) = \{F_\partial(t), u_m(t)\}^T,$$

Основное уравнение этой системы имеет следующий вид:

$$\begin{bmatrix} \dot{V}_0 \\ \dot{F}_{y1} \\ \dot{V}_p \\ \dot{F}_{y2} \\ \dot{V}_n \\ \dot{V}_m \\ \dot{F}_m \\ \dot{V} \\ \dot{S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\beta_1}{m_0} & -\frac{1}{m_0} & \frac{\beta_1}{m_0} & & & & & & \\ c_1 & & -c_1 & & & & & & \\ \frac{\beta_1}{m_p} & \frac{1}{m_p} & -\frac{\beta_1 - \beta_2}{m_p} & -\frac{1}{m_p} & \frac{\beta_2}{m_p} & & & & \\ & & c_2 & & -c_2 & & & & \\ & & \frac{\beta_2 R_n^2}{I_n} & \frac{R_n^2}{I_n} & a_{55} & & & & \\ & & & & & -\frac{\lambda_n^2}{I_n} & & & \\ & & & & -k_5 & -k_6 & & & \\ & & & & & 1 & & & \\ & & & & & & -\frac{R^2}{I} & -\frac{\beta}{I} & \frac{r^2}{I} \\ & & & & & & & -c_5 & \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} V_0 \\ F_{y1} \\ V_p \\ F_{y2} \\ V_n \\ V_m \\ F_m \\ V \\ S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_0} \\ \\ \\ \\ \\ \\ k_A \\ \\ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_0 \\ u_m \end{bmatrix}$$

$$\text{где } a_{55} = -\left(\frac{\beta_2 R_n^2}{I_n} - \frac{\beta_n}{I_n} \right)$$

В этих уравнениях m_d, m_p массы движущихся частей двигателя и редуктора; C_1, C_2 -коэффициенты жесткости валов, соединяющих двигатель с редуктором (быстроходного вала) и редуктор с приводным механизмом (тихоходный вал); β_1, β_2 -коэффициент внутреннего вязкого трения этих валов; β_M, β -коэффициенты вязкого трения приводного механизма и кружка ленты соответственно; I_n, I -момент инерции приводного механизма и кружка ленты соответственно; R_n - радиус, на который действует сила приводного механизма; λ_n - эквивалентный радиус на который приложена сила натяжения обмоточной ленты $S(t)$, создающий тормозной момент на приводной механизм; R -радиус тормозного механизма кружка ленты; r -радиус смотки ленты с кружка; c_s - жесткость ленты на растяжение.

Для упрощения решения задач синтеза и анализа исходной не стационарной системы рассмотрим три значения радиусов размотки – начального, среднего и конечного и соответствующие им три момента инерции кружка ленты. Для этих трех разов размотки синтезированы оптимальный регуляторы и оптимальные наблюдатели и исследованы динамические характеристики этих систем.

На рис.2 показаны переходные процессы скорости приводного двигателя V_d -а) скорости редуктора V_p -б) скорости приводного механизма V_n -в) бумагообмотчика ИЖ-32 при ступенчатом изменении силы приводного двигателя F_d для трех радиусов размотки кружка ленты-начального-1, среднего-2, и конечного-3. Как видно из этих графиков в переходных процессах имеются достаточно высокочастотные колебания с малым декрементом Затухания, которые более всего проявляются на скорости приводного двигателя V_d и наименее всего проявляются на скорости приводного механизма V_n . На рис.3. показаны переходные процессы тех же переменных состояния, что и на рис. 2 для бронеобмотчика ВА2/700. В связи с большей жесткостью приводного механизма и трансмиссии бронеобмотчика, вызванной большими усилиями при обмотке кабелей стальной лентой, в переходных процессах приводного двигателя V_d и редуктора V_p наблюдаются сильные колебания, вызванные наличием упругих элементов между валом приводного двигателя и приводным механизмом. Вследствие значительной величины момента инерции приводного механизма по сравнению с моментами инерции редуктора и двигателя, влияние колебаний моментов в упругих валах на скорость приводного механизма проявляется незначительно.

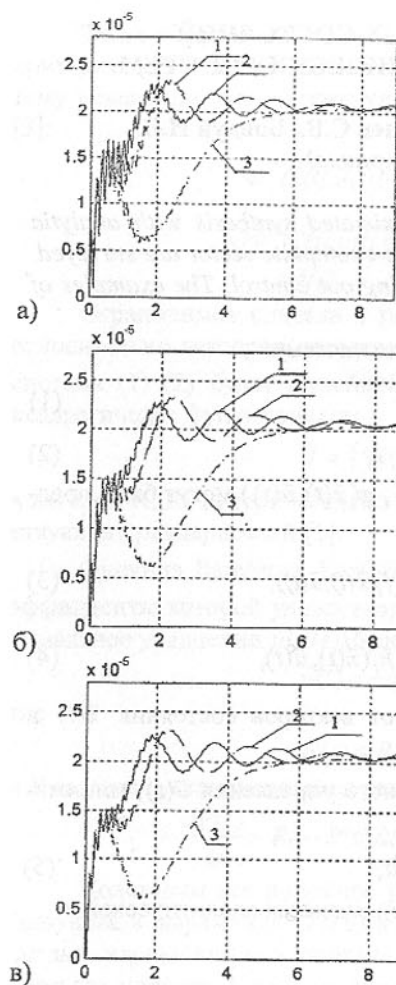


Рис. 2. Переходные процессы в бумагообмотчике ИЖ-32

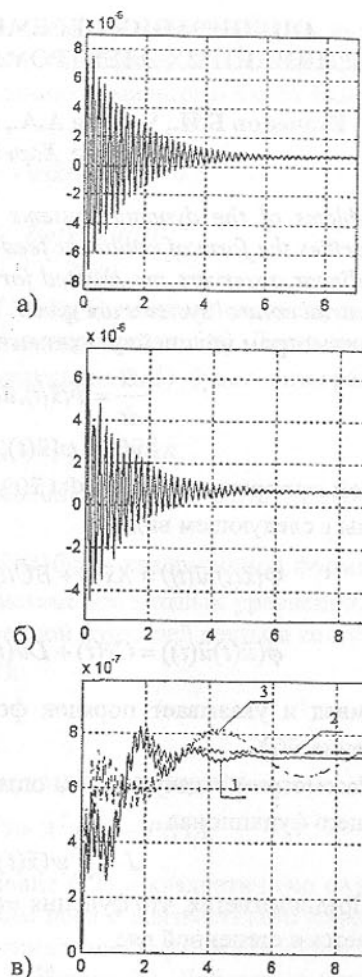


Рис. 3. Переходные процессы в бронеобмотчике ВА2-2/700

Список литературы: 1.Александров Е.Е., Кузнецов Б.И., Радиевский А.Е. Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами .Харьков. Основа. 1995.-304с. 2.Кузнецов Б.И.,Новоселов Б.В., Чаусов А.А. Проектирование взаимосвязанных систем управления. Киев: Техника,1994, 273с.

Статья поступила в редакцию 17.05.2001г.

ОЦЕНИВАНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЙ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.

Кузнецов Б.И., Чаусов А.А., Лобачев С.В., Бовдуй И.В.
(УИПА, г. Харьков, Украина)

The problems of the dynamic systems approximated synthesis with analytic nonlinearities the form of nonlinear feed-back on complete vector are surveyed. The nonlinear observers are created for carrying out control. The examples of the industrial control systems are given.

Рассмотрим нелинейную динамическую систему:

$$\frac{d\bar{x}}{dt} = \Phi(\bar{x}(t), \bar{u}(t)), \quad (1)$$

$$\bar{y}(t) = \varphi(\bar{x}(t), \bar{u}(t)), \quad (2)$$

в которой векторные функции $\Phi(\bar{x}(t), \bar{u}(t))$, $\varphi(\bar{x}(t), \bar{u}(t))$ могут быть представлены в следующем виде

$$\Phi(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) = A\bar{x}(t) + B\bar{u}(t) + \sum_{i=2}^n f_i(\bar{x}(t), \bar{u}(t)), \quad (3)$$

$$\varphi(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) = C\bar{x}(t) + D\bar{u}(t) + \sum_{i=2}^n h_i(\bar{x}(t), \bar{u}(t)), \quad (4)$$

где символ i указывает порядок формы от векторов состояния $\bar{x}(t)$ и управления $\bar{u}(t)$.

Рассмотрим задачу синтеза оптимального управления $\bar{u}(t)$, минимизирующего функционал

$$J = \int_0^\infty \psi(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) dt, \quad (5)$$

Предполагается, что функция $\psi(\bar{x}(t), \bar{u}(t))$ является аналитической и разлагается в степенной ряд

$$(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) = \sum_{i=2}^{n+1} \psi_i(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) \quad (6)$$

Будем искать оптимальное управление $\bar{u}(t)$ в форме обратных связей по полному вектору состояния

$$\bar{u}(t) = \sum_{i=1}^n \bar{u}_i(\bar{x}(t)) \quad (7)$$

Введем функцию Ляпунова

$$V(\bar{x}(t)) = \sum_{i=2}^{n+1} V_i(\bar{x}(t)) \quad (8)$$

Тогда на основании достаточного условия оптимальности минимум критерию (5) обеспечивает оптимальное управление (7), образующее систему уравнений, эквивалентную уравнению Гамильтона-Якоби-Беллмана [3]:

$$\Phi^T(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) \frac{\partial V(\bar{x}(t))}{\partial \bar{x}(t)} + \psi(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \Phi^T(\bar{x}(t), \bar{u}(t))}{\partial \bar{u}(t)} \frac{\partial V(\bar{x}(t))}{\partial \bar{x}(t)} + \frac{\partial \psi(\bar{x}(t), \bar{u}(t))}{\partial \bar{u}(t)} = 0 \quad (10)$$

Ограничимся сначала в рядах (3), (4), (6) членами низшего порядка относительно векторов состояния $\bar{x}(t)$ и управления $\bar{u}(t)$. Тогда исходная система (1) (2) будет линейной, а функционал (5) будет интегральным квадратичным функционалом

$$J = \int \{\bar{x}(t)R_1(t) + \bar{u}(t)R_2\bar{u}(t)\} dt, \quad (11)$$

в котором R_1, R_2 — неотрицательно определенные весовые матрицы соответствующих размерностей [1].

Функция Ляпунова $V(\bar{x}(t)) = \bar{x}^T V \bar{x}(t)$ будет квадратичной формой, коэффициенты которой удовлетворяет системе квадратных уравнений, а оптимальное уравнение $\bar{u}(\bar{x}(t))$ будет линейной функцией вектора состояния

$$\bar{u}(t) = -F(t)\bar{x}(t), \quad (12)$$

где

$$F(t) = R_2^{-1}BP, \quad (13)$$

а P является установившемся решением уравнения Риккати

$$-\frac{dP(t)}{dt} = R_1 - P(t)BR_2^{-1}P(t) + A^T P(t) + P(t)A. \quad (14)$$

Подставим это линейное управление (12) и квадратичную функцию Ляпунова в выражения (7), (8) и добавим пока с неизвестными коэффициентами члены второго порядка в оптимальное управление (7) и члены третьего порядка $V_3(\bar{x}(t))$ в функцию Ляпунова (8). Добавим в исходную линейную систему члены второго порядка $f_2(\bar{x}(t), \bar{u}(t))$ и $h_2(\bar{x}(t), \bar{u}(t))$ и добавим к интегральному квадратичному функционалу (11) члены третьего порядка $V_3(\bar{x}(t), \bar{u}(t))$. Подставляя полученные функции в уравнения (9), (10) найдем исходные уравнения для неизвестных коэффициентов второго порядка $\bar{u}_2(\bar{x}(t))$ оптимального уравнения и третьего порядка $V_3(\bar{x}(t))$ функции Ляпунова. Аналогично находятся последующие приближения.

При таком подходе динамика исходной нелинейной системы (1-4) замкнутой нелинейным регулятором (7) по полному вектору состояния $\bar{x}(t)$ определяется функционалом (5) и, в значительной степени, весовыми мат-

рицами R_1, R_2 в интегральном квадратичном функционале (11). Сама проблема выбора этих функционалов до настоящего времени не решена и является самостоятельной задачей. При этом выбор этих функционалов обычно осуществляется итеративно, чтобы получить желаемые характеристики синтезируемой системы с точки зрения проектировщика.

Другим подходом к проектированию системы является задание желаемых динамических характеристик априори, например исходя из решения обратной задачи динамики, либо из других соображений.

Зададим желаемое движение исходной нелинейной системы (1-4) линейной моделью

$$\frac{d\bar{x}_M(t)}{dt} = A_M \bar{x}_M(t) + B_M \bar{u}_M(t), \quad (15)$$

$$y_M(t) = C_M \bar{x}_M(t) + D_M \bar{u}_M(t), \quad (16)$$

в которой размерности векторов состояния $\bar{x}_M(t)$, управления $\bar{u}_M(t)$ и выхода $\bar{y}_M(t)$ модели соответственно равны:

$$n_M = \dim\{\bar{x}_M(t)\}, m_M = \dim\{\bar{u}_M(t)\}, p_M = \dim\{y_M(t)\}.$$

Следует заметить, что размерность вектора состояния модели $\bar{x}_M(t)$ может быть существенно меньше размерности вектора состояния $\bar{x}(t)$ исходной нелинейной системы (1-4).

Управление исходной системой выполним таким образом, чтобы вектора выхода системы $\bar{y}(t)$ и модели $\bar{y}_M(t)$ были достаточно близкими: $\lim_{t \rightarrow \infty} \{\bar{y}(t) - \bar{y}_M(t)\} = \bar{0}$. Естественно, что размерности векторов выхода исходной нелинейной системы $\bar{y}(t)$ и модели $\bar{y}_M(t)$ должны быть одинаковыми. При этом управление сформируем в виде:

$$\bar{u}(t) = L\bar{x}_M(t) + M\bar{u}_M(t) + K[\bar{x}(t) - T\bar{x}_M(t)] \quad (17)$$

где T — матрица канонического преобразования векторов состояния $\bar{x}(t)$ исходной системы и $\bar{x}_M(t)$ модели

$$\bar{x}(t) = T\bar{x}_M(t). \quad (18)$$

В этом законе управления матрицы T, L, M удовлетворяют следующей системе уравнений:

$$AT + BL = TA_M \quad (19)$$

$$GT + DL = CA_M \quad (20)$$

$$BM = TB_M \quad (21)$$

$$DM = D_M \quad (22)$$

Матрица коэффициентов усиления K фильтра (17) находится из условия минимума функционала

$$J = \int_0^\infty \{\bar{z}^T(t) R_1 \bar{z}(t) + 2\bar{z}^T(t) S \bar{v}(t) + \bar{v}^T(t) R_2 \bar{v}(t)\} dt \quad (23)$$

для системы

$$\frac{d\bar{z}(t)}{dt} = A\bar{z}(t) + B\bar{v}(t), \quad (24)$$

где

$$\bar{z}(t) = \bar{x}(t) + T\bar{x}_M(t). \quad (25)$$

Здесь введено управление

$$\bar{v}(t) = \bar{u}(t) + L\bar{x}_M(t) - M\bar{u}_M(t)$$

Тогда нелинейное управление для исходной системы (1-4) формируется в форме обратной связи по полному вектору состояния $\bar{x}(t)$ и по вектору задания $\bar{v}(t)$ в форме

$$\bar{u}(t) = K\bar{x}(t) + L\bar{v}(t) + \sum_{i=2}^{\infty} K_i[\bar{x}(t), \bar{v}(t)] \quad (26)$$

Матрицы коэффициентов усиления линейной обратной связи K по вектору состояния $\bar{x}(t)$ и линейной упреждающей связи L по вектору задания $\bar{v}(t)$ определены. Для нахождения матриц коэффициентов усиления нелинейных обратных и упреждающих связей $K_i[\bar{x}(t), \bar{v}(t)]$ по векторам состояния $\bar{x}(t)$ и задания $\bar{v}(t)$ используется ранее рассмотренный метод.

Для реализации управления (7) необходим полный вектор состояния $\bar{x}(t)$. Обычно измеряемым является некоторый вектор выхода $\bar{y}(t)$. Для исходной нелинейной системы (1-4) построим нелинейный наблюдатель [4]

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = \Phi_H(\hat{x}(t), \bar{u}(t), \bar{y}(t)), \quad (27)$$

в котором нелинейная векторная функция $\Phi_H(\hat{x}(t), \bar{u}(t), \bar{y}(t))$ может быть представлена в виде ряда

$$\Phi_H(\hat{x}(t), \bar{u}(t), \bar{y}(t)) = A_H \hat{x}(t) + B_H \bar{u}(t) + G_H \bar{y}(t) + \sum_{i=2}^n f_{Hi}(\hat{x}(t), \bar{u}(t), \bar{y}(t)), \quad (28)$$

где символ i указывает порядок формы от векторов состояния $\hat{x}(t)$, управления $\bar{u}(t)$ и измерения $\bar{y}(t)$. Первым приближением такого наблюдателя является линейный фильтр Калмана-Бьюси для линейной системы

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = A\hat{x}(t) + B\bar{u}(t) + \bar{W}_1(t), \quad (29)$$

возбуждаемой сигналом типа белого шума $\bar{W}_1(t)$ и измеряемого выхода

$$\bar{y}(t) = C\hat{x}(t) + \bar{W}_2(t), \quad (30)$$

с помехой измерения типа белого шума $\bar{W}_2(t)$

Тогда линейный наблюдатель

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = A\hat{x}(t) + B\bar{u}(t) + G[\bar{y}(t) - C\hat{x}(t)], \quad (31)$$

в котором коэффициент усиления фильтра

$$G = PCV_2^{-1}, \quad (32)$$

а матрица P является установившимся решением уравнения Рикатти

$$-\frac{dP(t)}{dt} = V_1 - P(t)C^T V_2^{-1} P(t) + AP(t) + P(t)A^T \quad (33)$$

в котором V_1 , V_2 — матрицы ковариаций случайных сигналов $\bar{W}_1(t)$ и $\bar{W}_2(t)$, возбуждающих исходную систему (29) и помех измерения (30). Тогда в исходном нелинейном наблюдателе (30) линейные члены соответственно равны

$$A_H = A - GC, \quad B_H = B, \quad C_H = C \quad (34)$$

Для вычисления квадратичного, кубического и последующих приближений используются вспомогательные координаты, вычисления в форме отклонений исходной нелинейной системы от предшествующего приближения. Параметризация таких моделей выполняется методом наименьших квадратов.

Приводятся примеры применения такого подхода к синтезу систем управления главными приводами блюминга 1300 Криворожского металлургического комбината и обжимного стана 950 Запорожского завода «Днепроспецсталь» в режиме буксования валков, что характерно для процесса захвата слитков, а также для системы управления механизмом подачи пилы горячего пореза металла. Показана высокая эффективность синтезированных систем.

Для демпфирования колебаний в системах с упругими элементами в первые моменты времени переходного процесса требуются достаточно быстрые изменения момента и скорости вращения ротора двигателя, опережающие изменение момента упругости и скорости вращения рабочего механизма, а затем необходимо отставание скорости вращения ротора двигателя от скорости вращения рабочего механизма. В эти моменты времени может произойти раскрытие зазоров в элементах кинематической цепи привода, что недопустимо по условиям эксплуатации высоконагруженных узлов машин. Указанное явление в значительной степени ограничивает возможность эффективного демпфирования упругих колебаний средствами электропривода. [5,6]

Для рассматриваемых систем с помощью наблюдателей восстанавливаются лишь переменные состояния механической системы, в которой и

сосредоточены основные нелинейности. Входом такой системы является ток якорной цепи двигателя (либо пропорциональный ему момент двигателя), а измеряемым выходом является скорость вращения ротора двигателя. Восстанавливаемыми переменными состояниями являются момент упругости и скорость рабочего механизма при рассмотрении системы как двухмассовой, либо моменты упругости в быстроходном и тихоходном валах, и скорости вращения редуктора и рабочего механизма при рассмотрении системы как трехмассовой. Такие наблюдатели достаточно легко реализуются с помощью аппаратных и программных средств [7] в случае когда величина момента инерции ротора двигателя сравнима с величиной моментов инерции редуктора и рабочего механизма.

Список литературы: 1. Кузнецов Б.И., Новоселов Б.В., Богаенко И.Н. Проектирование систем со сложными кинематическими цепями. Киев, Техника, 1996, 282 с. 2. Александров Е.Е., Кузнецов Б.И., Радиевский А.Е. Оптимизация электрических систем с упругими элементами. Харьков, Основа, 1995-304 с. 3. Альбрехт Э.Г. Об оптимальной стабилизации нелинейных систем. Прикладная математика и механика, Том 25, 1961, с. 836-844. 4. Куржанский Б.И. Задача идентификации - теория гарантированных оценок. Автоматика и телемеханика, 1991, № 4, с. 3-26. 5. Клепиков В.Б., Кузнецов Б.И., Богаенко И.Н. Многократно интегрируемые системы управления. Киев, КИА, 1998-2444с. 6. Александров Е.Е., Борисюк М.Д., Кузнецов Б.И. Параметрическая оптимизация оптимизация многоканальных систем автоматического управления. Харьков, Основа, 1995.-2723с. 7. Кузнецов Б.И., Новоселов Б.В., Богаенко И.Н. Проектирование многоканальных систем оптимального управления, Киев, Техника, 1993.-242с.

Статья поступила в редакцию 17.05.2001г.

ТОЧНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ЗАЖИМНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ТОКАРНЫХ МОДУЛЯХ

Кузнецов Ю.Н., Литвин А.В., Ибрагим А.Р. Фархан
(НТУУ «КПИ», Киев, Украина)

In a paper the problems of definition of fidelity of positioning of the system of automatic gang of dog-type members for lathes from the numerical control are reviewed.

Точность процесса автоматической установки зажимных элементов (ЗЭ) состоит из суммы погрешностей: системы управления Δ_c , приводов Δ_n и механической системы Δ_m . Эти погрешности можно рассматривать как сумму линейных и угловых погрешностей. Разделяя все погрешности

на погрешности движения и погрешности механической системы и учитывая особенности настройки, можно выделить некомпенсированную часть этих погрешностей. Анализ всех элементарных погрешностей позволяет составить баланс точности УАСЗЭ с тем, чтобы технологическая точность была:

$$\Delta_T \leq \Delta_{NC} + \Delta_{PC} + \Delta_{PD}$$

Целью динамического расчета является определение величины и оценка влияния основных конструктивных факторов, влияющих на величину динамической составляющей погрешности перемещения устройства с объектом манипулирования - кулачками или другими ЗЭ и на динамическое качество технической системы УАСЗЭ.

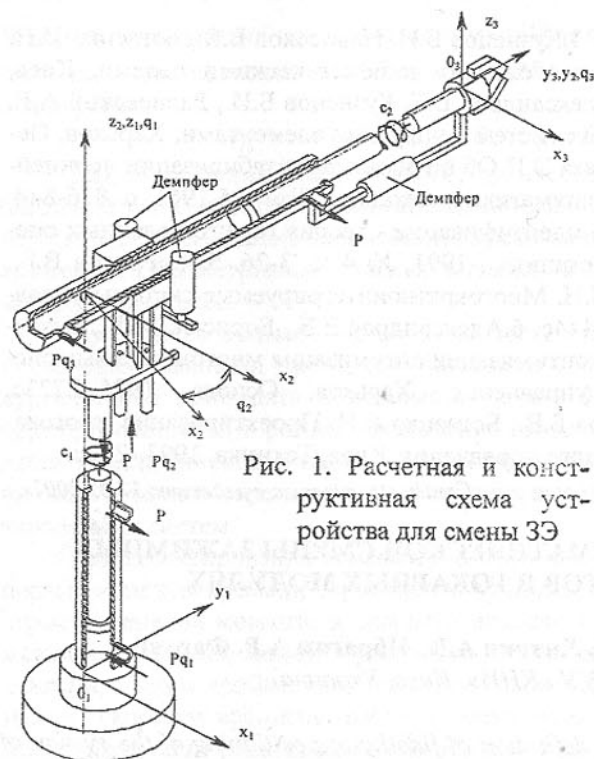


Рис. 1. Расчетная и конструктивная схема устройства для смены ЗЭ

щей обобщенной координатой является линейные перемещения $z_1=q_1$). Между первым и вторым звеном (траверсой 2) сочленение вращательного типа (соответствующей обобщенной координатой является угол поворота $w=q_2$), между вторым и третьим звеньями (третье звено называется рукой манипулятора) - сочленение телескопического типа (соответствующая

Расчетная схема динамической системы устройства автоматической смены ЗЭ представлена на рис. 1. Устройство смены ЗЭ состоит из ПР, магазина - накопителя цанг на разный диаметр заготовки и шпиндельного узла автоматизированного токарного станка.

Рассматриваемая механическая система состоит из трех звеньев (твердых тел). Определяем связи между ними: между неподвижным основанием и звеном 1 (стойкой) - сочленение призматического типа (соответствующая

обобщенная координата линейное перемещение $y_3=q_3$). Введем системы координат $O_1x_1y_1z_1$, $O_2x_2y_2z_2$, $O_3x_3y_3z_3$ связанные с соответствующими звеньями. Блочные матрицы, определяющие положение соседних звеньев имеют вид:

$$\bar{D}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \bar{D}_2 = \begin{bmatrix} \cos(q_2) & -\sin(q_2) & 0 & 0 \\ \sin(q_2) & \cos(q_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \bar{D}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & q_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Матрицы перехода от одной системы координат к другой имеют вид:

$$\bar{B}_1 = \bar{D}_1; \quad \bar{B}_2 = \bar{D}_1 \bar{D}_2 = \begin{bmatrix} 0 & \cos(q_2) & -\sin(q_2) & 0 \\ 0 & \sin(q_2) & \cos(q_2) & 0 \\ 1 & 0 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\bar{B}_3 = \bar{D}_1 \bar{D}_2 \bar{D}_3 = \begin{bmatrix} -\sin(q_2) & 0 & \cos(q_2) & -q_3 \sin(q_2) \\ \cos(q_2) & 0 & \sin(q_2) & q_3 \cos(q_2) \\ 0 & 1 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Матрица инерций каждого из звеньев имеет вид

$$\bar{H}_i = \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(-J_{x_i} + J_{y_i} + J_{z_i}) & J_{x_i y_i} & J_{x_i z_i} & m_i i_{x_{ci}} \\ J_{x_i y_i} & \frac{1}{2}(J_{x_i} - J_{y_i} + J_{z_i}) & J_{y_i z_i} & m_i i_{y_{ci}} \\ J_{x_i z_i} & J_{y_i z_i} & \frac{1}{2}(J_{x_i} + J_{y_i} - J_{z_i}) & m_i i_{z_{ci}} \\ m_i i_{x_{ci}} & m_i i_{y_{ci}} & m_i i_{z_{ci}} & m_i \end{bmatrix}$$

Составляем выражение для определения кинетической энергии первого звена (стойки). Стойка осуществляет возвратно-поступательное перемещение вдоль оси z_1 , тогда:

$$T_1 = \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_1}{\partial q_1} \bar{H}_1 \frac{\partial \bar{B}_1^T}{\partial q_1} \right) q_1^2; \quad \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_1}{\partial q_1} \bar{H}_1 \frac{\partial \bar{B}_1^T}{\partial q_1} \right) = \begin{bmatrix} 0 & - & - & - \\ - & 0 & - & - \\ - & - & 0 & - \\ - & - & - & m_1 \end{bmatrix}$$

Прочерками обозначены те элементы матрицы, которые не входят в выражение для определения следа матрицы.

Кинетическая энергия первого звена $T_1 = \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2$, где m_1 - масса стойки. Кинетическая энергия второго звена (траверсы, которая совершает враща-

тельное движение относительно оси z_2) определится из зависимости

$$T_1 = \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_1} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_1} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_2} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \\ + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_2}{\partial q_2} \bar{H}_2 \frac{\partial \bar{B}_2^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_2^2.$$

Откуда: $T_1 = \frac{1}{2} J_{z_2} \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2$

Здесь J_{z_2} – момент инерции траверсы относительно оси z_2 , определяемый как: $J_{z_2} = J_{C_2} + m_2 a_2^2$, где J_{C_2} – момент инерции относительно оси проходящей через центр тяжести звена 2 a_2 – расстояние от оси z_2 проходящей через центр тяжести.

Кинетическая энергия третьего звена определяется как

$$T_3 = \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_1} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_1} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_1} \right) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_1} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_3} \right) \dot{q}_1 \dot{q}_3 + \\ + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_2} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_2} \right) \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_2} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_3} \right) \dot{q}_2 \dot{q}_3 + \frac{1}{2} \text{tr} \left(\frac{\partial \bar{B}_3}{\partial q_3} \bar{H}_3 \frac{\partial \bar{B}_3^T}{\partial q_3} \right) \dot{q}_3^2.$$

Полная кинетическая энергия системы равна

$$T_3 = \frac{1}{2} (J_{z_2} + (m_3 + m_{схв}) q_3^2) \dot{q}_2^2 - 2(m_3 + m_{схв}) z_{c3} \dot{q}_2 \dot{q}_3 + \\ + (m_3 + m_{схв}) \dot{q}_1^2 + (m_3 + m_{схв}) \dot{q}_3^2$$

Рассмотрим первый этап движения. Уравнений Лагранжа второго рода для группы элементов динамической системы:

$$(2m + (J_{x1}^{(1)} + J_{z1}^{(2)} + J_{z1}^{(3)} + J_{z1}^{(4)} + m_4 (q_3 + z_{c3})^2 + (q_3 + L_{вил})^2) \ddot{q}_2 + \\ (m_4 (q_3 + z_{c3}) + (q_3 + L_{вил}) q_2 q_3 + \alpha_1 q_2 + T_x = P_x$$

где m_i – массы подвижных частей привода устройства, q_i – обобщенные координаты, причем координата q_1 характеризует перемещение захватного механизма вверх, q_2 – поворот механизма, q_{i3} – выдвигание захватного органа, $J_{zi}^{(i)}$ – приведенные моменты инерции элементов устройства относительно оси z_i , T_x , T_y и T_z – силы трения в направляющих элементов устройства, P_i – приведенные силы, α_i – коэффициенты вязкого трения в направляющих элементов устройства, i – номер шага интегрирования.

$$(m_3 + m_4 + m_5) \ddot{q}_3 + \alpha_2 \dot{q}_{33} + T_z = P_z$$

$$(m_4 + m_5) \ddot{q}_3 - (m_4 (q_3 + z_{c3}) + (q_3 + L_{вил}) + \alpha_3 \dot{q}_3 + T_y = P_y$$

$$F_{q3} (p_{q11} + p_{q12}) - F_{zcm} - F_{zck} \dot{q}_1 = P_z$$

$$P_x = F_{cm} (F_{q2} (p_{q21} - p_{q22}) - F_{fcm} - F_{fck} \dot{q}_2) + (m_3 + m_4 + m_5) \dot{q}_3 + R(\dot{q}_2, q_2) - R_c$$

$$P_y = F_{cm} (F_{q2} (p_{q21} - p_{q22}) - F_{y_{cm}} - F_{y_{ck}} \dot{q}_2) + (m_3 + m_4 + m_5) \dot{q}_3 + R(\dot{q}_3, q_3) - R_c$$

$$\dot{p}_{q11} = \frac{K}{q_1} (G_{q1} \frac{RT}{F_{q1}} - p_{q11} \dot{q}_1)$$

аналогично:

$$\dot{p}_{q21} = \frac{K}{q_2} (G_{q1} \frac{RT}{F_{q12}} - p_{21} \dot{q}_2); \dot{p}_{q31} = \frac{K}{q_3} (G_{q1} \frac{RT}{F_{q1}} - p_{q31} \dot{q}_3)$$

$$\dot{p}_{q12} = \frac{K}{1 - q_1} (G_{q1} \frac{RT}{F_{q1}} - p_{q12} \dot{q}_1); \dot{p}_{q22} = \frac{K}{1 - q_2} (G_{q2} \frac{RT}{F_{q2}} - p_{q22} \dot{q}_2)$$

$$\dot{p}_{q32} = \frac{K}{1 - q_3} (G_{q3} \frac{RT}{F_{q3}} - p_{q32} \dot{q}_3); G_{q1} = \frac{1.53 \text{ мДж} (p_3 / p_n)}{\sqrt{T}}$$

где $n=1, 2, 3$.

Второй этап движения – позиционирование. Динамическая нагрузка при этом является источником колебаний системы с затуханием. По амплитуде эти колебания могут сильно превышать требуемую точность позиционирования. Для системы с демпфированием, у которой сила сопротивления пропорциональна скорости:

$$\ddot{q} + 2n \cdot \dot{q} + p^2 q = 0$$

$n = \frac{\delta}{\tau} = \frac{\delta \cdot p}{2\pi}$ – коэффициент пропорциональности, τ – период колебаний, δ – логарифмический декремент затухания (по эксперименту). Решение уравнения ищем в виде:

$$q(t) = C \cdot e^{-nt} \cos(pt + q);$$

Подставив в исходную систему, получим:

$$x_1 = C_1 e^{-n_1 t} \cos(p_1 t + \varphi_1) \cdot U_{11} + C_2 e^{-n_2 t} \cos(p_2 t + \varphi_2) \cdot U_{12}$$

$$x_2 = C_2 e^{-n_2 t} \cos(p_1 t + \varphi_1) \cdot U_{21} + C_2 e^{-n_2 t} \cos(p_2 t + \varphi_2) \cdot U_{22}$$

Постоянные C и φ определим из начальных условий. Примем, что при горизонтальном движении руки в момент остановки ($=0$) система находилась в положении статического равновесия. Скорость руки в вертикальном направлении $V_B=0$ и перемещения: $X_B(0)=0$; $\dot{X}_B(0)=0$; $X_\partial(0)=0$. Скорость руки в горизонтальном направлении $\dot{X}_r(0)=V_r$.

Расчет движения захватного устройства УАСЗЭ выполнен с использованием системы MathCAD на ПЭВМ. Временной график движения захват-

ного устройства УАСЗЭ в процессе перемещения ЗЭ с учетом возмущающих воздействий, демпфирования и приведенных жесткостей системы показан на рис.2. При расчете использовались численные данные, полученные при выполнении испытаний и полученные из литературных источников, в частности коэффициенты демпфирования $n_1=2,66$ и $n_2=9,38$, собственная частота $3,82...6,6$ Гц, лагорифмический декремент затухания $\delta=0,692$, ускорение $a_{\max}=3,4...4,5$ м/с².

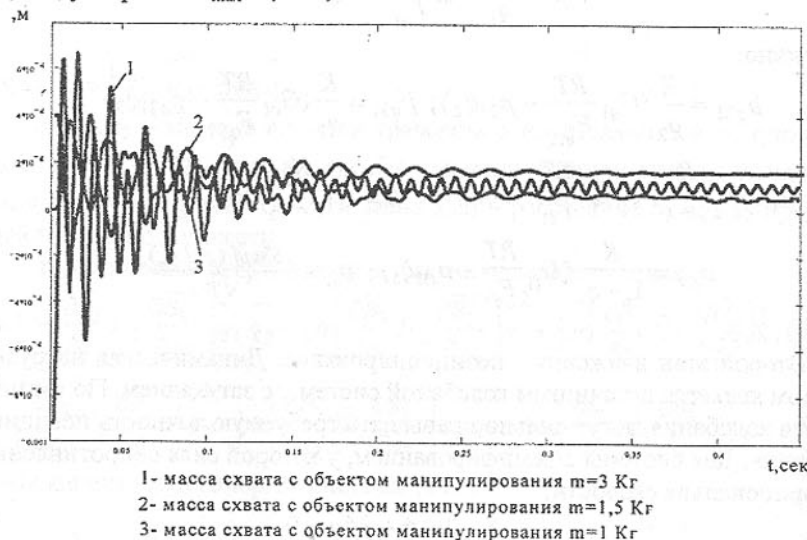


Рис.2. Временной график движения захватного устройства УАСЗЭ в процессе перемещения ЗЭ с учетом возмущающих воздействий, демпфирования и приведенных жесткостей системы

Результаты расчетов показали, что время переходного процесса на конечном этапе движения до полной остановки схвата (снижение амплитуды колебаний выходного звена до 18 мкм) составляет 0.35 с. Масса элементов манипулирования в значительной степени влияет на начальное значение амплитуды переходного процесса и частоту колебаний.

Для повышения скорости смены элементов необходимо объединить движения 2 и 3 этапов цикла.

Список литературы: 1. Механика промышленных роботов: В 3-х кн. Под ред. К.В. Фролова Е.И. Воробьева. Кн. 3: Основы конструирования/ Е.И.Воробьев, А.В.Бабич, К.П.Жуков и др. -М.: Высш. шк., 1989. -383 с. 2. Спыну Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение. - К.: Выща школа., 1991. -368 с.

Статья поступила в редакцию 3.06.2001г.

РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ УПРОЧНЕННЫХ ЗОН ПОЛУЧАЕМЫХ ЛАЗЕРНЫМ ОПЛАВЛЕНИЕМ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Кукин С.Ф., Кукин А.С. (УП «ИНТРАК», Минск, Республика Беларусь)

The method of deriving of analytical expressions circumscribing change of temperature in any point of a heated body explicates. Use of obtained analytical expressions for account of the sizes by the laser hardened zones with the help of a program mathematical package MathCAD 8/2000 is shown.

При лазерном упрочнении различают два вида обработки поверхности. В одном из них поверхностный слой детали нагревается без нарушения исходной микрогеометрии упрочняемой поверхности: упрочнение происходит за счёт аустенитно-мартенситных превращений вследствие высоких скоростей нагрева и охлаждения. В результате теплового воздействия лазерного излучения образуется зона закалки, состоящая в основном из метастабильной структуры (мартенсит закалки). При применении этого вида лазерной обработки размеры зоны закалки определяют тот упрочнённый слой, который будет изнашиваться в процессе эксплуатации [1-4].

В случае использования второго вида обработки поверхности нагревается поверхностный слой детали с проплавлением его на определённую глубину. В результате образуется упрочнённый слой, состоящий из зон оплавления и закалки. Оплавление поверхностного слоя используется при термоупрочнении, легировании и наплавке. При лазерном термоупрочнении режим с оплавлением применяется для увеличения объёма и глубины получаемых зон упрочнения [5]. В процессе легирования в зоне оплавления формируется слой иного химического состава, обладающий специальной износостойкой структурой по сравнению с основным материалом [6]. При наплавке износостойких покрытий зона оплавления определяет толщину наносимого покрытия и слоя промежуточной связи между покрытием и основой [7, 8].

Для оценки глубины и равномерности получаемого упрочнённого слоя, а также плотности формируемых на поверхности упрочнённых зон, необходимо прогнозировать их глубину и ширину в зависимости от параметров обработки (мощности излучения P , радиуса сфокусированного пятна r и скорости обработки V).

Существующие методы базируются на классическом уравнении теплопроводности с соответствующими граничными и начальными условиями [9].

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{v}{a} \frac{\partial T}{\partial t},$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = q(x, y),$$

$$T(\infty, \infty, \infty, 0) = T_0. \quad (1)$$

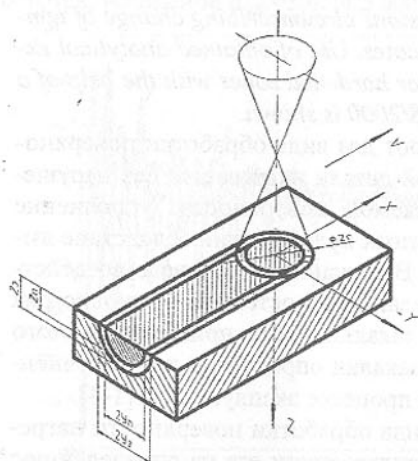


Рис. 1. Схема взаимодействия движущегося лазерного луча с поверхностью металла

Система (1) описывает теплофизику воздействия лазерного излучения на поверхность полубесконечного тела с постоянными оптическими и теплофизическими свойствами (Рис.1), причем потери тепла на фазовые переходы не учитываются.

Для гауссова распределения плотности излучения (2) получено аналитическое решение уравнения теплопроводности (3) в виде одномерного интеграла [9].

Для получения простых аналитических выражений зон лазерного взаимодействия уравнение теплопроводности (3) аппроксимируется некоторым набором аналитических функций,

которые позволяют решить в аналитическом виде обратную задачу определения координат x, y максимального проникновения произвольной изотермы T [10-12].

$$q(x, y) = \frac{P\eta}{\pi r^2} \exp \left[-\frac{x^2 + y^2}{r^2} \right] \quad (2)$$

$$T(x, y) = T_0 + \frac{P\eta}{2\lambda\pi^{3/2}} \int_0^\infty \exp \left[-\frac{(y/r)^2 + \alpha^2 \xi^4}{1 + \xi^2} - \frac{(zx)^2}{\xi^2} \right] \frac{d\xi}{1 + \xi^2} \quad (3)$$

В результате численного интегрирования уравнения (3) с последующей аппроксимацией по методу наименьших квадратов для температуры на поверхности в центре пятна $T_{нов} = T(0, 0)$ получено следующее выражение:

$$T_{нов} = \frac{P\eta}{r\lambda} (0,147 - 0,054 \ln \alpha) \quad (4)$$

Аналогично получено стационарное распределение температур по ширине $T(y, 0)$ и глубине $T(0, z)$ зоны нагрева

$$\ln \frac{T_{нов}}{T(y, 0)} = (0,75 + 0,14 \ln \alpha) \left(\frac{y}{z} \right)^2, \quad (5)$$

$$\ln \frac{T_{нов}}{T(0, z)} = (2,22 + 1,36 \ln \alpha) \frac{z}{r}. \quad (6)$$

Соотношения (4) – (6) определяют температуру с погрешностью не более 5% по сравнению с интегралом (1) и справедливы в следующем интервале изменения обобщенной скорости α :

$$0,2 < \alpha = \frac{Vr}{4a} < 5,0. \quad (7)$$

Условие (7) выполняется практически при любом режиме лазерной обработки.

В производственных условиях, при проведении процессов лазерного термоупрочнения, легирования и наплавки, необходимо прогнозировать глубину и ширину получаемой упрочненной дорожки в зависимости от параметров обработки (скорость перемещения пятна лазерного луча по поверхности V , мощности лазерного излучения P , диаметра пятна лазерного луча на поверхности r). В данном случае выражения (4 - 6) объединяются в систему уравнений с тремя неизвестными $\{T_{нов}, z, y\}$:

$$\begin{cases} T_{нов} = \frac{P\eta}{r\lambda} (0,147 - 0,054 \ln \alpha) \\ \ln \frac{T_{нов}}{T(y, 0)} = (0,75 + 0,14 \ln \alpha) \left(\frac{y}{z} \right)^2 \\ \ln \frac{T_{нов}}{T(0, z)} = (2,22 + 1,36 \ln \alpha) \frac{z}{r} \end{cases} \quad (8)$$

В подавляющем большинстве современные лазерные комплексы, как правило, управляются при помощи персональных компьютеров и поэтому система (8) легко решается с помощью математического программного пакета MathCAD 8/2000 Pro. Задание системы производится ключевым словом *Given* и записываются численные значения параметров V, r, P, η , коэффициентов тепло- и температуропроводности λ и a , а также температуры закалки $T_{зак}$. Например, для стали 45 и следующих значениях задаваемых параметров и коэффициентов $V=16$ мм/сек; $r=1,5$ мм; $P=800$ Вт; $\eta=0,6$; $\lambda=0,0294$ Вт/мм·град; $a=6,9$ мм²/сек; $T_{зак}=820^\circ\text{C}$ решение системы (8) примет вид:

Given

$$T_{\text{нве}} = 800 \cdot 0,6 \cdot (0,147 - 0,054 \cdot \ln(1,5 \cdot 16/4 \cdot 6,9)) / 1,5 \cdot 0,0294$$

$$\ln(T_{\text{нос}}/820) = (0,75 + 0,14 \cdot \ln(1,5 \cdot 16/4 \cdot 6,9)) \cdot (Y/Z)^2$$

$$\ln(T_{\text{нос}}/820) = (2,22 + 1,36 \cdot \ln(1,5 \cdot 16/4 \cdot 6,9)) \cdot Z/1,5$$

$$\text{Find}(T_{\text{нос}}, Y, Z) \rightarrow \begin{pmatrix} 1682,1457947021340915 & 1682,1457947021340915 \\ -0,52659969101912965367 & 0,52659969101912965367 \\ 0,53094691827213769827 & 0,53094691827213769827 \end{pmatrix}$$

Функция Find возвращает решение в виде трех строк, где первая строка – значение температуры на поверхности в центре пятна в градусах Цельсия, вторая – значения полуширины полученной упрочненной дорожки в мм, а третья – значение глубины упрочненного слоя по центру дорожки в мм.

В дальнейшем при использовании других значений V , r , P , η , λ и α их численные значения подставляются в систему и функция Find автоматически выдаёт значения $T_{\text{нос}}$, Y и Z . Это позволяет очень оперативно и без особых затруднений рассчитать размеры получаемого термоупрочнённого слоя в зависимости от режимов обработки и теплофизических свойств материала упрочняемого изделия.

Y, Z , мм

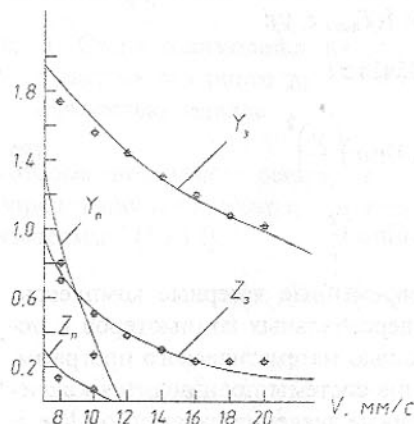


Рис. 2. Зависимость размеров упрочнённых зон для стали 45 от скорости обработки при фиксированных значениях поглощения мощности $P\eta=600$ Вт и радиусе пятна 2,2 мм (теоретические и экспериментальные зависимости).

Для проверки полученных зависимостей был поставлен эксперимент по лазерному термоупрочнению стали 45. Обработка производилась на непрерывном CO_2 -лазере мощностью 1000Вт, коэффициент поглощения наносимого покрытия порядка $\eta=0,6$. Упрочнение производилось при фиксированном значении радиуса пятна $r=2,2$ мм и различных значениях скорости обработки V . Результаты эксперимента изображены на рис.2., где наряду с экспериментальными точками с указанием погрешностей представлены теоретические кривые зависимостей зоны закалки и зоны оплавления от скорости обработки V .

Как следует из анализа рис.2., между теоретическими и экспериментальными значениями имеются

расхождения порядка 5-10% (при режимах без оплавления) и порядка 10-15% (при режимах с оплавлением), причём в последнем случае размеры зон закалки и оплавления занижены по сравнению с вычисленными значениями. При режимах без оплавления систематического отклонения экспериментальных значений от теоретических не обнаружено. Это обстоятельство, также как и более низкая точность при оплавлении, обусловлено тем, что в принятой математической модели (1) не учитывается теплота плавления – это вносит определённую поправку при обработке на режимах, близких к испарению материала.

Представленные значения теплофизических свойств стали 45 могут использоваться для расчёта износостойких слоёв при лазерном упрочнении других, близких по свойствам конструкционных сталей, например 50, 40, 40Х и др.

Таким образом, полученные соотношения (4) – (6) подтверждены экспериментально, а использование для их решения математического пакета MathCAD 8/2000 позволяет быстро подобрать требуемый режим обработки для получения заданных размеров упрочнённых слоёв.

Список литературы: 1. Дорожкин Н.Н., Кукин С.Ф., Пасах Е.В. Лазерное излучение в технологии упрочнения быстрознашивающихся поверхностей деталей машин. – Минск, 1984. 2. Дубняков В.Н., Пасах Е.В., Ветрогон Г.И. и др. Тракторы и сельхозмашины. – 1985, №5, с.52-54. 3. Дубняков В.Н., Козырев С.П., Пимков Н.Л. Трение и износ – 1984, Т.5, №4, с.713-717. 4. Mazamber J. Journal of metals. – 1983, May, p.18-26. 5. Козлов Г.И., Обищенко Л.Н., Михин Н.М. и др. Трение и износ. – 1984, Т.5, №2, с.251-257. 6. Clifton W. Journal of metals. – 1982, June, p.24-32. 7. Liu C.A., Humphries M.J., Mason D.W. Thin Solid Films. – 1983, Vol.107, p.251-257. 8. Singh S., Kuckarni S.V. Journal of the institution of engineering. – 1981, Vol.61, N4, p.166-171. 9. Андрияхин В.М., Майоров В.С., Якушин В.П. Поверхность. Физика, химия, механика. – 1983, №6, с.140-144. 10. Гуреев Д.М., Катулин В.А., Николаев В.Д. и др. Физика и химия обработки материалов. – 1985, №2, с.22-25. 11. Морящев С.Ф., Кислицин А.А., Косырев Ф.К. Физика и химия обработки материалов. – 1984, №1, с.94-98. 12. Дорожкин Н.Н., Ветрогон Г.И., Кукин С.Ф. и др. Трение и износ. – 1986, Т.7, №6, с.1055-1061.

Статья поступила в редакцию 30.05.2001г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Кулешов В.В., Архангельская Г.В.

(Институт надёжности машин АНБ, г. Минск, РБ)

The calculation of dynamic characteristics of rotor systems by a matrix method of initial parameters is offered. The outcomes of simulation of rotor systems' simulation represented.

Задача расчёта и прогнозирования динамических характеристик роторных систем является актуальной при решении вопросов повышения надёжности их функционирования. Существующие методы определения динамических характеристик трудоёмкие и требуют высококвалифицированных специалистов. При расчёте сложных роторных систем, особенно с распределёнными массами и учётом изгибных деформаций наиболее приемлемым и доступным методом для расчёта динамических характеристик является матричный метод начальных параметров [1]. Данный метод наиболее универсален и позволяет рассчитывать динамические системы состоящие из ряда участков с различными параметрами.

Для решения поставленной задачи большинство конструкций роторных систем можно рассматривать как двухконсольную балку, нагруженную сосредоточенными и распределёнными массами. Обобщённая схема таких роторных систем представлена на рис.1. Для данной схемы разработана математическая модель для расчёта собственных частот и форм колебаний ротора.

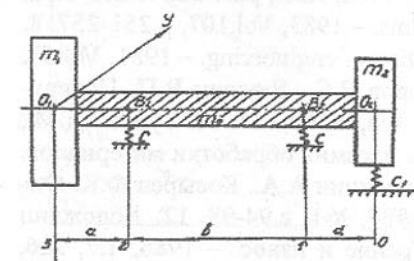


Рис.1. Обобщенная расчётная схема двухопорной роторной системы

межопорному пролёту, а также необоснованный выбор диаметра ротора приводит к повышению уровня шума и вибраций системы в целом.

Расчёты форм колебаний ротора и критических частот системы ротор - опоры в значительной степени определяют выбор той или иной конструкции, размеры различных деталей и позволяют обеспечить надёжность работы на заданных режимах. В свою очередь взаимовлияние конструктивных параметров составляющих элементов роторной системы оказывают влияние на динамику ротора и должно учитываться при расчёте. Например, недостаточная жёсткость опор, нерациональное отношение длины консолей к

Собственные частоты $w_1, w_2, \dots, w_n$ системы находятся путём решения уравнения

$$\det |P'| = 0, \quad (1)$$

где P' - матрица составленная из удержанных элементов переходной матрицы P системы.

Вычислим переходную матрицу системы, используя при этом каталог переходных матриц X [2].

Рассматриваемая роторная система состоит из двух масс m_1 и m_2 и стержня длиной l , разбиваемого на три участка с распределёнными массами m_{01}, m_0 и m_{02} . В сечениях имеются линейно упругие опоры с жёсткостью C , а в сечении 0 ременная передача привода вращения ротора с жёсткостью C_1 . При расчёте собственных частот вязким демпфированием пренебрегаем.

Введём обозначения: $EJ_1, EJ_2 = EJ, EJ_3$ - изгибные жёсткости участков; y_i - амплитуда перемещений в i -ом сечении; ϕ_i - угол поворота; M_i - изгибающий момент; Q_i - поперечная сила.

Матрицы столбцы параметров на концах ротора обозначим Y_0 и Y_3 . Выписываем из каталога [2] матрицы для первого участка ротора: L_0 - матрица сосредоточенного груза в 0 - м сечении; Q_0 матрица жёсткости C_1 в 0 - м сечении; T_1 - матрица зависимости между параметрами на концах первого участка; Q - матрица перехода через опору.

Аналогичным образом продвигаясь от правого конца ротора к левому, выписываем переходные матрицы для всех участков ротора. Результирующая матрица будет иметь вид:

$$P = L_3 T_3 Q_2 T_2 Q T_1 Q_0 L_0 \quad (2)$$

Тогда уравнение, описывающее зависимость параметров на правом и левом концах ротора, можно записать в виде:

$$Y_3 = P Y_0 \quad (3)$$

Подставляя матрицы и выполняя преобразования получим систему уравнений:

$$\begin{aligned} a_{31} y_0 + a_{32} \phi_0 l &= 0 \\ a_{41} y_0 + a_{42} \phi_0 l &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Из уравнений (4) получим уравнение частот (1)

$$f(\omega) = a_{31} a_{42} - a_{32} a_{41} = 0 \quad (5)$$

В уравнение (5) входит ω , решая его, находим конечное число собственных частот. Найдём форму колебаний шпинделя для собственной частоты $\omega = \omega_k$ ($k = 1, 2, \dots, n$). В этом случае определитель системы (4) равен нулю, а каждое из уравнений системы является линейной комбинацией другого и для определения двух неизвестных имеется, таким образом, одно уравнение (любое из (4)). Из первого уравнения определяем связь между

параметрами

$$\varphi_0 l = -a_{31} / a_{32} y_0 \quad (6)$$

Вычисляя функции Крылова $A(x, l, \lambda); B(x, l, \lambda); C(x, l, \lambda); D(x, l, \lambda)$, входящие в состав элементов переходных матриц участков, определяем матрицу Π роторной системы. Ввиду того, что переходные матрицы на каждом из участков ротора будут различны, форма колебаний на собственной частоте будет вычисляться по различным зависимостям для каждого участка.

Двигаясь от правого конца ротора к левому, получаем для i -го участка

$$\Pi_i(x) = T_i(x) \cdot Q_0 L_0 \quad (7)$$

Здесь при вычислении матрицы $T_i(x)$ для участка l_i функции Крылова вычисляются в точках (x, l_i, λ_i) , матрица $\Pi_i(x)$ имеет вид

$$\Pi_i(x) = \begin{pmatrix} a_{11}^i & a_{12}^i & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{pmatrix} \quad (8)$$

Из матричного уравнения (3) произвольно задав одно из амплитудных значений начальных параметров и осуществляя матричные преобразования начального вектора состояния, находим амплитудные прогибы $y_i(x)$ ротора в любом сечении при $0 < x < l_i$, которые и будут определять форму колебаний ротора на собственной частоте для i -го участка с точностью до константы c_i

$$y_i(x) = c_i (a_{11}^i - a_{12}^i \frac{a_{31}}{a_{32}}) \quad (9)$$

Выбирая константы c_i такими, чтобы функция

$$y(x) = y_i(x), \quad 0 < x < l_i \quad (10)$$

была непрерывной, получим форму колебаний на всей длине шпинделя $0 < x < l$.

Для получения информации о влиянии конструктивных и рабочих параметров роторной системы на её динамические характеристики, проводились исследования разработанной модели на ПЭВМ на примере шпиндельного узла станка 3Е184. Исследования модели и выбор оптимальных параметров выполнялись по методике ЛП-поиска [3]. Эта информация необходима как для анализа характеристик, так и для их оптимизации при заданных ограничениях, т.е. для синтеза структуры шпиндельного узла. По результатам исследований получены зависимости динамических характеристик шпиндельного узла от конструктивных и рабочих параметров.

Данные зависимости представлены на рис.2-3. Анализ полученных зависимостей показывает, что собственные частоты шпинделя зависят от жесткости опор. При жесткости опор выше жесткости шпинделя зависи-

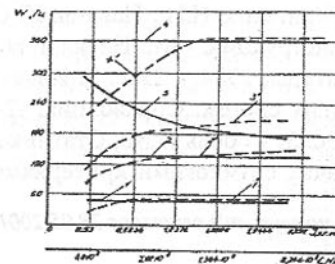


Рис.2. Зависимость собственных частот ротора (номер частоты соответствует номеру кривой) от момента инерции J_i массы инструмента – 1, 2, 3, 4 и жесткости C опор – 1', 2', 3', 4', при средних значениях остальных параметров.

мость линейна, а при опорах с жесткостью меньшей жесткости шпинделя зависимость нелинейна. Момент инерции массы инструмента не оказывает влияния на значение первой и второй собственной частоты. Третья собственная частота с увеличением момента инерции массы инструмента изменяет свое значение по нелинейной зависимости, описываемой монотонно убывающей функцией (рис.2).

При изменении скорости вращения шпинделя форма динамического прогиба меняется. Для скоростей вращения, близких к критическим, динамический прогиб шпинделя увеличивается, а его форма приближается к форме свободных изгибных колебаний.

Форма свободных изгибных колебаний шпинделя, имеющего консольный участок, обладает некоторыми особенностями.

На первой критической скорости шпинделя консольный участок почти не имеет собственного динамического прогиба и является жестким продолжением упругой линии шпинделя. На второй критической скорости появляется небольшой динамический прогиб собственно консоли, а на третьей сильно возрастает (рис.3а-г).

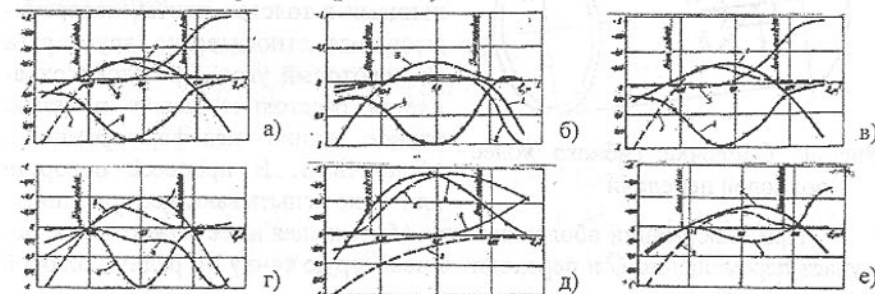


Рис.3. Форма поперечных колебаний ротора на собственных частотах:

- а, б – при различных диаметрах консоли $d_3 = 0,05$ м. и $0,12$ м.;
- в, г – при тех же диаметрах ротора межопорного участка;
- д, е – при различных жесткостях опор ротора $C = 0,8 \cdot 10^8$ н/м. и $C = 0,222 \cdot 10^{10}$ н/м.

Данные результаты использовались при отработке конструкции нового высокоскоростного шпиндельного узла с гидродинамическими опорами.

Список литературы: 1. Макеев В.П., Гриненко Н.И., Павлюк Ю.С. Статистические задачи динамики упругих конструкций. - М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1984. - 232с. 2. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. - 2-е изд., доп. - М.: Машиностроение, 1981. - 183с. 3. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. - 110с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2001г.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГИБКОГО КОЛЕСА

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The problem of the strained and stressed state of the flexible gear shell has been solved. The theoretical foundation of the solution proposed method is set out in the article.

Гибкое колесо волновой передачи можно рассматривать как тонкостенную цилиндрическую оболочку. Отношение толщины стенки гибкого колеса к диаметру окружности, делящей стенку колеса пополам, составляет 0,01232 (рис.1).

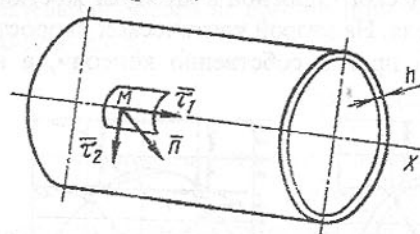


Рис. 1. Оболочка гибкого колеса волновой передачи

Пусть цилиндрическая оболочка 1 с толщиной стенки h и радиусом срединной поверхности a закреплена концами в толстые плиты, поворачивающиеся относительно друг друга на некоторый угол. При этом сохраняется расстояние между плитами, равное длине недеформированной оболочки 1. В процессе поворота плиты не испытывают деформации.

При деформации оболочки точка M , лежащая на ее поверхности, получает перемещение $\bar{U}$ и переходит в некоторую точку M , радиус которой равен:

$$\bar{r}^* = \bar{r} + \bar{U}, \\ \bar{U} = U\bar{\tau}_1 + v\bar{\tau}_2 + \omega\bar{n}$$

где U, v, ω — составляющие вектора перемещения $\bar{U}$ по осям $\bar{\tau}_1, \bar{\tau}_2, \bar{n}$.

Выделим элемент оболочки двумя плоскостями, проходящими через ось цилиндра, и двумя плоскостями, перпендикулярными этой оси. Со стороны отброшенной части оболочки на выделенный элемент действуют

усилия, которые сводятся к системе нормальных и касательных напряжений, уравнивающих выделенный элемент. Система нормальных и касательных напряжений, действующих на выделенный элемент, заменяется эквивалентной системой усилий и моментов $N_x, N_\theta, N_{x\theta}, M_x, M_\theta, M_{x\theta}$ приложенных по его боковым плоскостям (рис. 2) [1]

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial U}{\partial x} + \nu \left(\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\omega}{a} \right) \right], \\ N_\theta &= \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\omega}{a} + \nu \frac{\partial U}{\partial x} \right], \\ N_{x\theta} &= \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{1}{a} \frac{\partial U}{\partial x} \right), \\ M_x &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\nu}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial \theta^2} \right) \right], \\ M_\theta &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial \theta^2} \right) + \nu \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \right], \\ M_{x\theta} &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial \theta} \right], \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где ν — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости первого рода.

Напряженно-деформированное состояние оболочки представляется уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 U}{\partial \theta^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} + \frac{P_1(1-\nu^2)}{Eh} &= 0; \\ \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial \theta} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial \omega}{\partial \theta} + \frac{h^2}{12a^2} \times \\ \times \left(\frac{d^3 \omega}{dx d\theta} + \frac{1}{a^2} \frac{d^3 \omega}{d\theta^3} \right) + \frac{h^3}{12a^3} \left(\frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} \right) + \frac{P_2(1-\nu)}{Eh} &= 0; \\ \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\omega}{a} - \frac{h^2}{12} \left(a \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial \theta^2} \right) + \\ + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^4 \omega}{\partial \theta^4} - \frac{h^2}{12} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \theta} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^3 v}{\partial \theta^3} \right) + \frac{aP_3(1-\nu^2)}{Eh} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В силу равномерности передачи крутящего момента от плит к поперечному сечению оболочки производные перемещений v, ω, U по θ равны нулю, а также равны нулю нагрузки $P_1=P_2=P_3=0$, с учетом чего уравнения

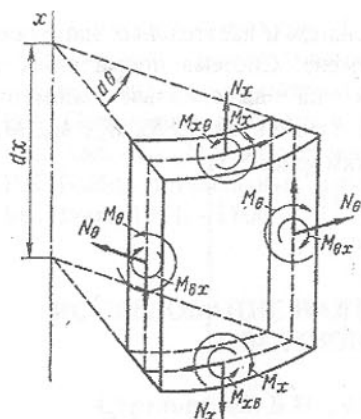


Рис. 2. Положительные направления усилий и моментов, действующих на выделенный элемент оболочки со стороны отброшенной части оболочки

(2) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial \omega}{\partial x} &= 0; \\ \left(\frac{1-\nu}{2} \right) \left(1 + \frac{h^2}{12a^2} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} &= 0; \\ \frac{\partial U}{\partial x} - \frac{ah^2}{12} \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Решение второго уравнения системы (3) позволяет определить смещение v [2]:

$$v = C_1 x + C_2. \quad (4)$$

Постоянная интегрирования C_2 равна нулю при выборе начала координат на середине длины оболочки и уравнение (4) примет вид:

$$V = C_1 \cdot x \quad (5)$$

Поворот образующей цилиндрической оболочки ψ связан с углом поворота концевой сечения φ следующим образом (рис. 3):

$$\psi = \frac{2a\varphi}{l} = a \cdot \varphi_a.$$

Постоянная интегрирования C_1 в уравнении (5) определяется с учетом связи угла поворота образующей цилиндра со смещением точки, лежащей на образующей v (рис. 4):

$$C_1 = \frac{\partial v}{\partial x} = \psi. \quad (6)$$

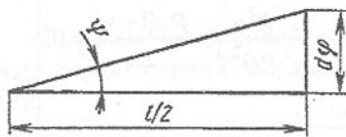


Рис. 3. Связь углов поворота образующей цилиндра и концевой сечения оболочки

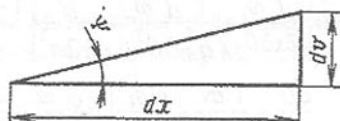


Рис. 4. Зависимость угловых и линейных перемещений образующей цилиндра

В третье уравнение системы (1) подставляются значения (6) $\frac{\partial U}{\partial \theta} = 0$,

последнее указывает на независимость смещений от угла θ :

$$N_{x\theta} = G \cdot h \cdot C_1. \quad (7)$$

Усилие $N_{x\theta}$ является результирующим касательных напряжений τ боковой плоскости выделенного элемента единичной длины:

$$N_{x\theta} = \tau \cdot h. \quad (8)$$

Совместным решением (7) и (8) определяется постоянная интегрирования C_1 :

$$C_1 = \frac{\tau}{G}. \quad (9)$$

Смещение v определяется подстановкой значения постоянной интегрирования C_1 (9) в (5):

$$v = \frac{\tau \cdot x}{G}.$$

Величина крутящего момента, приложенного к оболочке:

$$M_{кр} = 2\pi \cdot a^2 h \tau$$

вызывает касательные напряжения:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2\pi \cdot a^2 \cdot h} = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (10)$$

где W_p — момент сопротивления при кручении.

Используя выражения (6), (9) и (10), можно установить угловое смещение оболочки:

$$\psi = \frac{M_{кр}}{W_p \cdot G}. \quad (11)$$

Из условия равенства перемещений $\psi x = a\varphi$ и с учетом выражения (11), определяется угол относительного смещения нормальных сечений оболочки:

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot x}{W_p \cdot G \cdot a} = \frac{M_{кр} \cdot x}{G \cdot I_p},$$

где $I_p = 2\pi a^3 h$ — полярный момент инерции оболочки; $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ — модуль упругости при сдвиге.

Из шестого уравнения системы (1) и с учетом зависимостей (6), (9), (10) и $\frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial \theta} = 0$ определяется момент $M_{x\theta}$, действующий на выделенный элемент оболочки

$$M_{x\theta} = \frac{h^2}{24\pi \cdot a^3} M_{кр}. \quad (12)$$

Момент $M_{x\theta}$ приложен к сечению оболочки единичной длины. Полный момент $\Sigma M_{x\theta}$, действующий по всему нормальному сечению оболочки:

$$\Sigma M_{x\theta} = \frac{h^2}{24\pi \cdot a^3} M_{кр}.$$

При кручении оболочки с заземленными концами (рис. 5) возникают растягивающие усилия, направленные по образующей цилиндра. Установим зависимость между крутящим моментом, действующим на оболочку $M_{кр}$, и величиной растягивающих напряжений, направленных вдоль образующей цилиндра.

Из соотношения $\psi \cdot l = \alpha \cdot \varphi$ определяется угол закручивания ψ :

$$\psi = \alpha \cdot \varphi_0,$$

где $\varphi_0 = \frac{\varphi}{l}$ — угол закручивания на единицу длины оболочки.

Растяжение волокон оболочки Δl при закручивании на угол:

$$\Delta l = l \cdot \epsilon = \frac{1}{\cos \psi} \left| \approx \frac{\psi^2}{2} \right|,$$

где ϵ — относительное удлинение оболочки, определяющееся из предыдущего равенства:

$$\epsilon = \frac{\psi^2}{2} = \varphi_0^2 \frac{a^2}{2}.$$

Находим растягивающие напряжения

$$\sigma = E \cdot \epsilon = E \cdot \varphi_0^2 \frac{a^2}{2}. \quad (13)$$

Угол закручивания, приходящийся на единицу длины оболочки:

$$\varphi_0 = \frac{M_{кр}}{G I_p} = \frac{(1+\nu)}{E \cdot \pi \cdot a^3 \cdot h} M_{кр}. \quad (14)$$

Подставляя значения φ_0 из предыдущего выражении (14) в уравнение (13), получим:

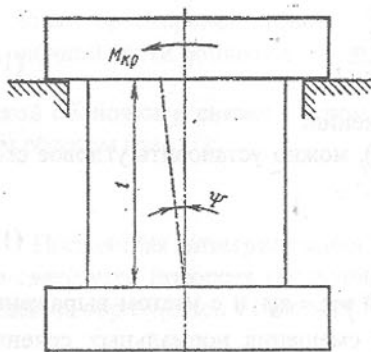


Рис.5. Схема нагружения оболочки

в поперечных сечениях оболочки:

$$\sigma = M_{кр} \frac{(1+\nu)^2}{\pi^2 \cdot E \cdot h^2 \cdot a^4}. \quad (15)$$

При достижении касательных напряжений τ максимально допустимых значений $[\tau]$ записываем выражение допустимого крутящего момента $[M_{кр}]$, приложенного к оболочке:

$$[M_{кр}] = 2\pi \cdot a^2 h [\tau]. \quad (16)$$

В соответствии с выражениями (15) и (16), получим формулу определения нормальных напряжений:

$$\sigma = \frac{4(1+\nu)^2}{E} [\tau]. \quad (17)$$

Для стали: $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$; $\nu = 0,3$; $[\tau] = 100 \text{ кг/см}^2$. Из соотношения (17) определяем: $\sigma = 3,2 \text{ кг/см}^2$, т.е. $\sigma = 0,32 [\tau]$.

Растягивающие напряжения, возникающие в оболочке, направленные вдоль образующей цилиндра, слишком малы, и их можно не учитывать.

Диски генератора волн, гибкое и жесткое зубчатые колеса образуют узлы, подвергающиеся наиболее интенсивному силовому воздействию в процессе работы волновой зубчатой передачи. Крутящий момент формируется в результате деформации зубчатого венца гибкого колеса при контакте с дисками генератора волн. Благодаря этому осуществляется зацепление зубчатого венца гибкого колеса с неподвижным зубчатым колесом на участке, имеющем значительную протяженность. Возникающие усилия воспринимаются дисками генератора волн и гибким колесом. Величина этих усилий определяется крутящим моментом на выходном валу волновой зубчатой передачи. Усилия в зацеплении являются внешней нагрузкой для дисков генератора волн и гибкого колеса. Под их воздействием в дисках генератора волн и элементах гибкого колеса возникают напряжения. Целью исследования является определение поля напряжений в дисках генератора волн, гибком колесе и оптимизация конструктивных параметров дисков и гибкого колеса.

Интенсивность распределения касательных усилий, приложенных к зубчатому венцу гибкого колеса, аппроксимируем параболической зависимостью (рис. 6):

$$q_t = q_{t\max} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right),$$

где θ^* — половина центрального угла, проведенного к крайним точкам линии зацепления; θ — текущий угол, отсчитываемый от большой оси генератора волн; $q_{t\max}$ — максимальная интенсивность нагрузки.

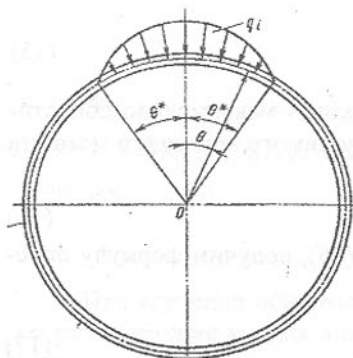


Рис. 6. Эпюра распределения нормальных усилий в зубчатом зацеплении

Максимальная интенсивность касательной нагрузки выражается через крутящий момент M_2 :

$$q_{t \max} = \frac{3M_2}{8a_1^2 \cdot \theta^*},$$

где a_1 — радиусначальной окружности зацепления. Венец зубчатого колеса воспринимает радиальную нагрузку, распределенную по параболическому закону. Интенсивность радиальной нагрузки

$$q_r = q_{R2} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right), \quad (18)$$

где q_{R2} — максимальная нагрузка.

Величина максимальной нагрузки q_{R2} зависит от угла зацепления α и определяется по формуле:

$$q_{R2} = \frac{3M_2 \tan \alpha}{8a_1^2 \cdot \theta^*}. \quad (19)$$

Вследствие малой изгибной жесткости зубчатого венца можно принять, что радиальная нагрузка определяется по формулам (18), (19) и полностью передается на цилиндрическую поверхность внешнего обода дисков генератора волн.

Крутящий момент, возникший в зацеплении, передается на шлицевый венец посредством цилиндрической оболочки, в которой выравнивается распределение касательных усилий от крутящего момента. Деформация зубчатого венца дисками генератора волн создает в оболочке краевой эффект и дополнительное поле напряжений. Уровень интенсивности последних не должен превышать уровня интенсивности касательных напряжений при передаче крутящего момента.

Для обеспечения прочности и оптимизации конструктивных форм необходим уточненный расчет напряженного состояния основных деталей волновой зубчатой передачи.

Методики уточненных расчетов были получены из решения уравнений теории упругости. Разработанные методики позволили выполнить на прочностные расчеты гибких колес крупных волновых зубчатых редукторов, а также рассчитать ряд вариантов, связанных с оптимизацией параметров конструкции.

В оболочке выделим поле напряжений, связанное с передачей крутящего момента, и поле напряжений от краевого эффекта. Поле напряжений от крутящего момента определяется через компоненты смещения сре-

динной поверхности:

$$U_o = 0; \quad (20)$$

$$V_o = \frac{(1+\nu)M_2 \cdot X}{\pi(1+3\xi^2)a \cdot E \cdot h}; \quad (21)$$

$$W_o = 0; \quad (22)$$

где U_o , V_o , W_o — соответственно осевые, окружные и радиальные перемещения точки срединной поверхности оболочки; a — радиус срединной поверхности; h — толщина оболочки; x — осевая координата, отсчитанная от торца оболочки, сопряженного с зубчатым венцом.

Величина ξ^2 вычисляется по формуле:

$$\xi^2 = \frac{h^2}{12a^2}.$$

Смещениям (20 — 22) соответствуют напряжения:

$$\sigma_{x0} = 0; \quad (23)$$

$$\sigma_{\theta 0} = 0; \quad (24)$$

$$\tau_o = \frac{M_2 \left(1 - \frac{Z}{a} \right)}{2\pi \cdot a^2 \cdot h(1+3\xi^2)}, \quad (25)$$

где Z — нормальная координата, отсчитанная от срединной поверхности оболочки.

Решениям (23 - 25) соответствуют краевые условия для свободных торцов, нагруженных касательной нагрузкой, распределенной по тому же закону, что и касательные напряжения в формуле (25). Эти напряжения невелики. Так для волновых редукторов привода перефутеровки рудоразмольных мельниц для $a=548,3$ мм, $h=13,5$ мм, $M_2=50$ т.м. Максимальное касательное напряжение, рассчитанное по формуле (25), получилось равным 20 мПа.

Список литературы: 1. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. — М.: Машиностроение, 1977. — 486 с. 2. Руденко В.Н. О применении решений некоторых задач теории упругости для расчёта гибких деталей волновых передач. — В кн.: Волновые передачи. — М.: МСИ, 1978. — с. 166 — 174.

Статья поступила в редакцию 28.03.2001г.

СОДЕРЖАНИЕ

Аверченков В.И., Сенчино И.А., Хейфец М.Л., Кухта С.В. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРИНЯТИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ.....3	
Алиев Н.А. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ.....9	
Алиев Н.А., Сахби Зантур ГИДРОАБРАЗИВНЫЙ МЕТОД ОБРАБОТКИ Х РАБОЧИХ КОЛЕС - ОСНОВА УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСОВ18	
Алимов В.И., Егоров Н.Т., Крымов В.Н. К ВОПРОСУ ОБ АНАЛИЗЕ ПРОЦЕССОВ ПРИ УПРОЧНЕНИИ ДУГОРАЗЯДНОЙ ПЛАЗМОЙ.....26	
Антонюк С.И., Парфенюк А.С., Топоров А.А. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДПРЕССОВКИ ДИСПЕРСНОЙ МАССЫ ШНЕКОВОЙ МАШИНОЙ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПРОМБЫТОВОДОВ30	
Бабин О.Ф., Ковалев В.Д., Мельник М.С. Новиков В.А. КОМПЕНСАЦИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ ОБРАБОТКИ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ33	
Безвесільна О.М., Киричук Ю.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕДІНКИ ПЛОСКОЇ ПРУЖИНИ ПРИ ЗНАЧНИХ ЇІ ПРОГИНАХ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ СКІНЧЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ37	
Беловодский В.Н., Сухин Н.В., Корчевский А.Н. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ И ПАРАМЕТРИЧЕСКОМ СПОСОБАХ ВОЗБУЖДЕНИЯ.....42	
Божидарник В. В., Гусев А. П. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ГИБКИХ	

АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СБОРОЧНЫХ ЛИНИЯХ.....47	
Боков В.М., Попова М.И. РІЗНОРЕЖИМНА РОЗМІРНА ОБРОБКА ЕЛЕКТРИЧНОЮ ДУГОЮ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ОТВОРІВ.....52	
Борисенко В.Ф., Кац А.Б., Пименов Г.А., Голецкий М.Н., Поклад И.И. К ПЕРЕХОДУ НА РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩУЮ СИСТЕМУ ЭЛЕКТРОПРИВОДА В ГРУППОВЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ.....57	
Бохонский А. И., Шмидт Л. А. УПРАВЛЯЕМОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ НЕЖЕСТКИХ ЗАГОТОВОК ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ61	
Броль С., Квятковская Е., Тараненко В. АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ.....66	
Власов Г.А., Гайдаенко А.С., Романенко Е.П. Парфенюк А.С., Топоров А.А. Захаров П.А. К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КОКСОХИМИЧЕСКОГО ПРЕДПРИЯТИЯ71	
Водолазская Н. В., Михайлов А. Н., Порываев Д.А. О СИСТЕМНОМ ПОДХОДЕ К АНАЛИЗУ И СИНТЕЗУ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ75	
Войнаровски Ю., Жоховски Л. АНАЛИЗ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ МАШИНА-ОПЕРАТОР ПРИМЕНИТЕЛЬНО К АВТОМОБИЛЮ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА СВЯЗНЫХ ГРАФОВ81	
Вонаровски Ю., Земска И. ОПТИМАЛЬНАЯ ФОРМА ЛОПАСТЕЙ ТУРБИНЫ ВЕТРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ85	
Войнаровски Ю., Калинин В. ОСОБЕННОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ С ТОРСИОННЫМ ВАЛОМ.....91	

Войнаровский Ю., Маргилевич Е.
ПРИМЕНЕНИЕ МАТРИЦЫ СВЯЗНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ
ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ МЕТОДОМ СВЯЗНЫХ ГРАФОВ.....95

Гармаш Н.З.
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ СОЗДАНИИ
ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ100

Гафанович Г.Я., Сидоренко Г.С., Беланович А.В.
СОСТОЯНИЕ И ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В ОБЛАСТИ
ИЗМЕРЕНИЙ ТОЛЩИНЫ ПОКРЫТИЙ.....105

Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Касперський З.І., Боженко Б.І.
ОПТИМАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ НАГРІВ
КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ
ОБОЛОНКИ СПРЯЖЕНОЇ З КОНІЧНОЮ110

Генкин Б.И.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ПЛАСТИН С УПРУГО
ПРИСОЕДИНЕННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ.....115

Гладчук Е.А.
ОСНОВЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ
С АДАПТАЦИОННЫМИ ВОЗМОЖНОСТЯМИ ТЕХНИЧЕСКОЙ
СИСТЕМОЙ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ.....119

Горбатенко В.П., Дорохин В.М., Лях С.Ю., Бурховецкий В.В.
О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАГНИТОМЕТРИЧЕСКИХ
ИЗМЕРЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ВНУТРЕННИХ
НАПРЯЖЕНИЙ В СТАЛИ123

Горобец И.А., Болтян А.В., Голубов Н.В., Черников А.С.
СПОСОБ ФОРМИРОВАНИЯ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧЕК
ДЛЯ ТЯГОВЫХ КРУГЛОЗВЕННЫХ ЦЕПЕЙ.....128

Горожанкин С.А.
ИССЛЕДОВАНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ
МОДЕЛЕЙ ЦИКЛОВ МАШИН СТИРЛИНГА.....133

Григорьева Н.С., Божидарник В.В.
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАУСЕНЕЦ ШТАМПОВАННЫХ
ПЛАСТИН НА ТОЧНОСТЬ СБОРКИ МАГНИТОПРОВОДОВ137

Гринев А.А., Матюха П.Г.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПОГРУЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ
ПОВЕРХНОСТИ КРУГА В НЕПОДВИЖНЫЙ ОБРАЗЕЦ
ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ.....142

Гузенко В.С., Шаповалов В.Ф., Иванов С.А.
СПЕЦОСНАЩЕНИЕ И ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ЧИСТОВОЙ
ОБРАБОТКИ ЗУБЬЕВ ЗАКАЛЕННЫХ КОЛЕС147

Гусев В.В., Молчанов А.Д.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОПЕРЕЧНОГО
СЕЧЕНИЯ СРЕЗА, ОБРАЗУЮЩЕГОСЯ
ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ КЕРАМИКИ151

Гусев Е.Л.
СОЗДАНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ
ОТ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ФАКТОРОВ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ.....154

Гущин В.М.
РАЗРАБОТКА НОВЫХ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ
СПОСОБОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО
ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ159

Данильченко Ю.М., Петров С.В.
КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТОЧНОСТІ
ШПИНДЕЛЬНИХ РАДІАЛЬНО-УПОРНИХ
КУЛЬКОВИХ ПІДШІПНИКІВ164

Девоино О.Г., Кардаполова М.А.
ПОЛУЧЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ КОМПОЗИЦИОННЫХ
ПОРОШКОВЫХ ПОКРЫТИЙ ОПЛАВЛЕНИЕМ
МОДИФИЦИРУЮЩИХ ОБМАЗОК ЛАЗЕРНЫМ ЛУЧОМ.....168

Денисюк В.Ю., Сулим Г.Т.
АВТОМАТИЗОВАНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ
НАЛАГОДЖЕНЬ НА ОДНОШПИНДЕЛЬНІ ТОКАРНІ АВТОМАТИ.....173

Дёшнер Х., Красных А.Н.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ
КИНЕМАТИКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ
КАК ОСНОВЫ ИХ ВИЗУАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ.....178

Дидык Р.П., Мелешик В.А., Кравченко Ю.Г., Грязнова Л.В.
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ
КОМПОЗИТОВ ПРИ ТОЧЕНИИ ОТБЕЛЕННЫХ ЧУГУНОВ.....182

Дорошкевич А.Г., Маляренко А.Д., Митенков М.В.
ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ
И РЕЖИМОВ ФИКСАЦИИ ОПТИЧЕСКИХ
ДЕТАЛЕЙ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ.....186

Дрыга А.И.
ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩАЯ ОБРАБОТКА КОРПУСА
СТАТОРА КРУПНОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ
ПУТЕМ ОДНОВРЕМЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВУМЯ
ВИБРАТОРАМИ НА РАЗНЫХ ЧАСТОТАХ.....191

Дрыга А.И., Брусиловский Б.А., Бондаренко И.Н., Буслик И.В.
ПОРТАТИВНЫЙ РЕНТГЕНОВСКИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬ
НАПРЯЖЕНИЙ ПРИОН-90.3 ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ В КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЯХ ПОСЛЕ
МЕХАНИЧЕСКОЙ И ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ.....195

Дударенко О.В.
ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ВОЛНЫ ПРИ КОНТАКТНОМ
ВЗАИМОДЕЙСТВИИ НЕОДНОРОДНЫХ СРЕД.....199

Егоров Н.Т.
ЭНЕРГОЕМКОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТА.....202

Житняя В.Г.
ПОСТРОЕНИЕ МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ
МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АНТИПЛОСКОЙ
ДЕФОРМАЦИИ ДЛЯ АНИЗОТРОПНОГО ЦИЛИНДРА.....206

Жорник В.И.
КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И СМАЗКИ

ДЛЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....209

Задорожный Н.А., Дрыга А.И.
КОНТРОЛЬ ПРОЦЕССА ВИБРООБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ
ПО ОТКЛОНЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВОЙ ЭДС.....214

Зайцев В.А., Кузей А.М., Францкевич А.В.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ АЛМАЗОАБРАЗИВНОГО ИНСТРУМЕНТА
НА МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ.....219

Заплетников И.Н.
ВИБРОАКУСТИКА ОВОЩЕРЕЗАТЕЛЬНЫХ МАШИН.....222

Зарубицкий Е.У.
ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ ИНСТРУМЕНТА –
РЕЖУЩЕГО ДИСКА ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ
ОБРАБОТКЕ ПЛОСКОСТЕЙ.....226

Зори А.А., Амиров Р.З.
ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ ОПТИМАЛЬНОГО
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБЪЕМА КОНТЕЙНЕРА
В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ.....230

Ивченко Т.Г.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНА
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ.....235

Инюшев В.В., Стадник О.А.
НАДЕЖНОСТНЫЙ СИНТЕЗ ПРОЦЕССОВ
СТАРЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ.....239

Карлусь В.Е., Луцкий С.В.
КОМПЬЮТЕРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....244

Кассов В.Д.
МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА
ПОРОШКОВОГО ЭЛЕКТРОДА ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ
И УПРОЧНЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА.....248

Коваленко В.И., Лобко А.А.
РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТЫ
ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, ОБЩЕЙ ДЛЯ НАЛАДКИ
ИНСТРУМЕНТОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ
ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА253

Комкин А. И., Никифоров Н.А.
ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ
АКТИВНОГО ГАШЕНИЯ ШУМА МАШИН258

Копейченко Ю.В., Тернюк Н.Э.
К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И
КЛАССИФИКАЦИИ СИСТЕМ МАШИН261

Коротунова Е. В., Мاستиновский Ю. В.
ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ УПРУГИХ
СОСТАВНЫХ ЦИЛИНДРОВ ПРИ ОГРАНИЧЕННОЙ
ПЛОТНОСТИ ИХ СОЕДИНЕНИЯ266

Криськов О.Д.
ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ФРИКЦІЙНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ
ТА ФОРМУВАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ПРИ РІШЕННІ
ДИФЕРЕНЦІЙНИХ РІВНЯНЬ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ270

Кузнецов Б.И., Соляник В.П., Чаусов А.А., Кузнецова Т.Б.
ОГРАНИЧЕНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЯ
В ДВУХМАССОВЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ
СИСТЕМАХ С ОПТИМАЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ274

Кузнецов Б.И., Чаусов А.А., Лобачев С.В.
ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИФРОВОЙ
ТРЕХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ОБМОТОЧНОЙ МАШИНЫ278

Кузнецов Б.И., Чаусов А.А., Лобачев С.В., Бовдуй И.В.
ОЦЕНИВАНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЙ
НЕЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ282

Кузнецов Ю.Н., Литвин А.В., Ибрагим А.Р. Фархан
ТОЧНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ЗАЖИМНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ В ТОКАРНЫХ МОДУЛЯХ287

Кукин С.Ф., Кукин А.С.
РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ УПРОЧНЕННЫХ ЗОН
ПОЛУЧАЕМЫХ ЛАЗЕРНЫМ ОПЛАВЛЕНИЕМ
МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ293

Кулешов В.В., Архангельская Г.В.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНЫХ СИСТЕМ298

Стрельников В.Н.
ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ ГИБКОГО КОЛЕСА302

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов
Донецкого государственного технического университета
«Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

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.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

Сборник научных трудов является специальным изданием в котором 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).

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
2. Информационные технологии (CAD/CAM/CAE). Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.
7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

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.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210х297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 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 14, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организаций, 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 1,5 интервала строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала – 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, *.pcx, *.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 нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются 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).....16 pt
 Sub-Symbol (мелкий символ).....12 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.

(ДонГТУ, 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).

Список литературы: 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. – К.: КПИ, 1985. – 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – 425 с.

Подписано к печати 13.07.2001г.	Формат 60x84 1/16	Бумага SvetoCopy
Ризографическая печать	Усл. печ. л.8,8	Усл. кр. отт. 9,1
Уч.-из. л. 19,9	Тираж 300 экз.	Заказ №11

Издательско-полиграфический центр "Технополис"

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1