

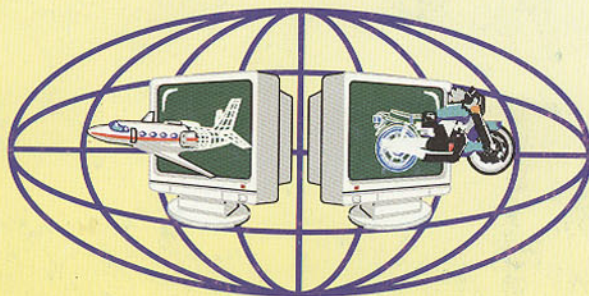


**ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 21



ДОНЕЦК - 2002

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 21

ДОНЕЦК - 2002

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 21. – 308с.

ISBN 966-7907-06-6

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), Данск 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), Нечепав В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Седуш 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 27.06.2002 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 966-7907-06-6

© Донецкий государственный
технический университет, 2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ПАР МЕТОДОМ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ

Комаров А.И. (ИНДМАШ НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь)

It is shown that the forming of oxide ceramic by method of microarc oxidizing at friction elements from aluminium-silicon alloys results to increase of strength and tribotechnical capacities. Micro hardness of strengthening surfaces achieves 18 GPa, wear resistance increases up to 6-10 times.

Традиционные фрикционные пары трения и в особенности пары трения тормозных систем достаточно сложны в изготовлении. Их базовые детали выполняются в большинстве случаев из алюминиевых сплавов и содержат взаимодействующие с тормозными накладками тормозные барабаны, изготовленные из чугунов или сталей. Подобная конструкция нетехнологична, не всегда надежна из-за невысокой адгезии алюминия с черными металлами, ее детали обладают повышенной массой. Кроме того, используемые вкладыши достаточно быстро изнашиваются, что приводит к значительным эксплуатационным издержкам, связанным с восстановлением их работоспособности или заменой дорогостоящих блоков и узлов. В этой связи весьма актуальным является повышение износостойкости и эксплуатационных характеристик фрикционных пар трения. Одним из путей решения приведенных выше проблем может быть отказ от использования в конструкции фрикционных пар чугунных или стальных вкладышей и формирование на рабочих поверхностях деталей из алюминиевых сплавов износостойкого оксидокерамического покрытия методом микродугового оксидирования (МДО).

Основным материалом для изготовления литых деталей фрикционных пар являются алюминиевые сплавы с повышенным содержанием кремния, на которых, по мнению большинства исследователей [1, 2], сформированное оксидокерамическое покрытие характеризуется низкими свойствами. Ранее нами [3, 4] исследованы особенности формирования оксидокерамики на сплаве АК5М2, который относится к сплавам такого типа, и показана возможность получения на них МДО-покрытия с достаточно высокими характеристиками.

В настоящей работе исследовано влияние режимов и условий микродугового оксидирования на прочностные и триботехнические свойства оксидокерамики, полученной методом МДО на сплаве АК5М2, широко используемом в промышленности для изготовления деталей фрикционных пар.

Методика исследований. Изучение состава, структуры и свойств оксидокерамики проводилось на образцах из литого сплава АК5М2 и чугуна СЧ-20. Микродуговое оксидирование выполнялось на сплаве АК5М2 в анодно-катодном режиме при напряжении 380...420 В и плотности тока 15...30 А/дм², с использованием силикатно-щелочных электролитов [1].

Триботехнические испытания проводились без смазочных материалов (СМ) на машине трения по схеме возвратно-поступательного движения. Контртело представляло плоский образец из закаленной стали 50ХГФА (HRC50) и фрикционного материала типа "фритекс-125" размером 6х30х85 мм. Давление на образец в процессе испытаний изменялось от 0,5 до 3 МПа, средняя скорость перемещения контртела составляла 0,06 м/с. Износ определялся весовым методом, который пересчитывался в линейный [5].

Распределение микротвердости по глубине покрытия исследовалось на приборе ПМТ-3 на поперечных шлифах при нагрузке на индентор 0,5, 1 и 2 Н.

Результаты исследования. Сплав АК5М2 в исходном состоянии имеет неоднородную структуру, состоящую из твердого раствора и эвтектики, объемная доля которой достигает 60%, и кристаллов первичного кремния. Гетерогенность структуры сплава АК5М2 приводит к формированию развитой границы раздела покрытия с основой, что выражается в значительно большем проращении покрытия вглубь зон твердого раствора по сравнению с зонами эвтектики и кристаллами первичного кремния. Последнее приводит к неоднородности толщины покрытия, сформированного на поверхности рассматриваемого сплава. В зонах эвтектики толщина покрытия на 30...40 % меньше по сравнению с его толщиной в зонах твердого раствора [3]. Неоднородность толщины покрытия на таких сплавах связана, по-видимому, с меньшей скоростью преобразования в процессе МДО поверхностных слоев в зонах эвтектики вследствие наличия в ней достаточно большого содержания интерметаллидных фаз, существенно замедляющих рост оксидного слоя при микроплазменной обработке [6]. Следует подчеркнуть, что образование развитой границы раздела способствует повышению степени сцепления покрытия с основой.

Как показали результаты рентгенофазового анализа, рабочий слой покрытия, сформированного на сплаве АК5М2 состоит из оксидов алюминия α - и γ -модификаций, при этом преимущественной фазой является α - Al_2O_3 , которая, как известно, имеет наиболее высокие свойства. В поверхностных слоях покрытия содержание α - Al_2O_3 ниже, а γ - Al_2O_3 — выше.

На рис. 1 приведены результаты изучения распределения микротвердости по глубине оксидного слоя покрытия, полученного на сплаве

АК5М2 при микроплазменной обработке в электролитах с различной концентрацией жидкого стекла Na_2SiO_3 .

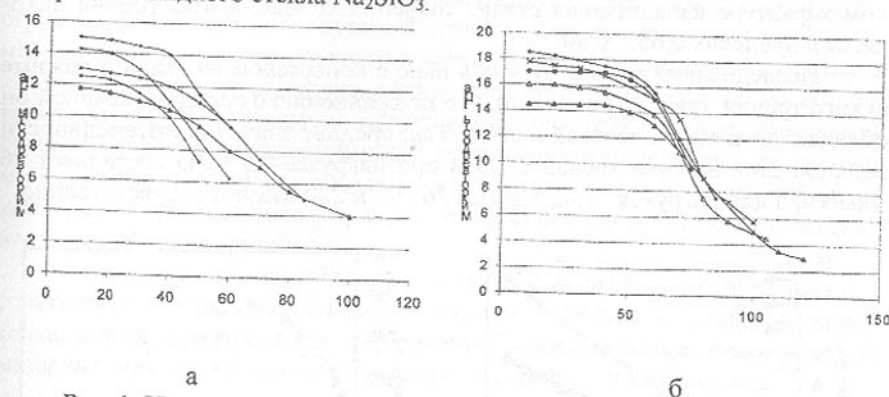


Рис. 1. Изменение микротвердости по толщине покрытия, сформированного в зонах твердого раствора (а) и эвтектики (б) при различной концентрации Na_2SiO_3 ; • — 2 г/л; □ — 3 г/л; × — 4 г/л; △ — 5 г/л; ▲ — 6 г/л.

Видно, что уровень максимальных значений микротвердости покрытия достаточно высок и составляет в зависимости от концентрации жидкого стекла 14...17 ГПа в случае его образования в зонах твердого раствора и 13...15 ГПа — в зонах эвтектики. Более высокие значения микротвердости в первом случае связаны с большим содержанием в покрытии оксида α - Al_2O_3 , чем в покрытии, сформированном в зонах эвтектики. По мере приближения к поверхности покрытия микротвердость снижается, что обусловлено увеличением его пористости и содержания низкотемпературных модификаций оксида алюминия. Для сравнения следует отметить, что микротвердость чугуна СЧ20, используемого для изготовления втулок тормозов мотоцикла "Минск", составляет 1,7 ГПа, а микротвердость зон твердого раствора и эвтектики сплава АК5М2 составляет 0,5 ГПа и 1,0 ГПа соответственно.

Результаты триботехнических испытаний без СМ оксидокерамики в паре со сталью представлены на рис. 2а. Как показали полученные данные, для нагрузок 0,5...3,0 МПа для исследованного интервала пути трения наблюдается равномерное изнашивание поверхности покрытия без заедания и выкрашивания. С увеличением контактного давления регистрируется рост интенсивности изнашивания. Среднее значение интенсивности изнашивания на пути трения 2800 м в случае нагрузок 0,5...1,0 МПа составляет 1,1...1,2 мкм/км, а для нагрузки 3 МПа — 4,2 мкм/км.

В процессе износа пары оксидокерамика — сталь наблюдается интенсивный перенос материала контртела на поверхность образцов с покрыти-

ем в виде порошка коричневого цвета, что свидетельствует об окислительном характере изнашивания стали. Значения коэффициента трения находятся в пределах 0,65...0,80.

Исследования износа чугуна в паре с контртелом из стали в режиме сухого трения (рис. 2б) показали, что по сравнению с оксидокерамикой он обладает низкой износостойкостью. Так, среднее значение интенсивности изнашивания на пути трения 2800 м при нагрузке 0,5 МПа составляет 16 мкм/км, а для нагрузок 1, 2, 3 МПа - 26, 90 и 220 мкм/км соответственно.

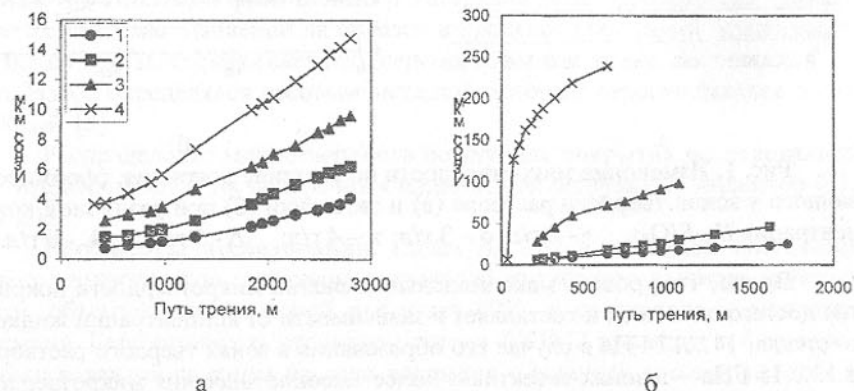


Рис. 2. Зависимость линейного износа оксидокерамики (а) и чугуна (б) от пути трения при давлениях: 1 – 0,5 МПа; 2 – 1 МПа; 3 – 2 МПа; 4 – 3 МПа.

Результаты триботехнических испытаний без СМ оксидокерамики в паре с фрикционным материалом "фритекс-125" показали, что коэффициент трения незначительно изменяется в интервале нагрузки 0,5...4 МПа и имеет величину 0,44...0,39. Смачивание контртела водой сопровождается резким снижением коэффициента трения до значений 0,20...0,11.

Подобным образом изменяется коэффициент трения чугуна, только его значения несколько выше по сравнению с оксидокерамикой и составляют 0,51...0,58.

Таким образом, оксидокерамические покрытия, сформированные методом МДО на алюминиевых сплавах, содержащих кремний, обладают высокой износостойкостью и могут быть эффективно использованы для повышения долговечности узлов различного назначения.

Полученные данные по закономерностям формирования оксидокерамики на сплавах типа АК5М2 [3], их прочностных и триботехнических свойствах были положены в основу создания на базе оксидокерамики новой фрикционной пары трения тормозной системы мотоцикла "Минск"

[7]. Работа по созданию такой фрикционной пары проводилась ИНДМАШ НАНБ совместно с Минским мотовелозаводом. В создаваемой паре из конструкции серийно изготавливаемой ступицы был исключен чугунный тормозной барабан, вместо которого в качестве фрикционного элемента была использована оксидокерамика, сформированная непосредственно на поверхности ступицы, взаимодействующей с накладкой колодки. Замена чугунного барабана оксидокерамикой привело к значительному снижению массы тормозного узла, повышению технологичности конструкции и уменьшению дисбалансов. В целом это обеспечило повышенную надежность устройства торможения.

Таким образом, проведенный комплекс исследований показал перспективность использования разработанных подходов к созданию новых композитных фрикционных пар трения "оксидокерамика-фрикционный материал" для тормозных систем различных машин и механизмов.

Список литературы: 1. Федоров В.А., Великосельская Н.Д. Физико-механические характеристики упрочненного поверхностного слоя на сплавах алюминия, полученного при микродуговом оксидировании // Физика и химия обработки материалов. 1990. №4. с. 57-62. 2. Федоров В.А., Белозеров В.В., Великосельская Н.Д. Формирование упрочненных поверхностных слоев методом микродугового оксидирования в различных электролитах при изменении токовых режимов // Физика и химия обработки материалов. 1991. №1. с. 87-93. 3. Комаров А.И., Комарова В.И., Сенокосов Н.Э., Шостак В.Н. "Микроплазменное упрочнение пар трения из сплавов на основе алюминий-кремний" в сборнике материалов Международной научно-технической конференции "Надежность машин и технических систем" 16-17 окт. 2001 г., Минск. т.2. с. 132-134. 4. Доклад: Комаров А.И. Оксидокерамические износостойкие МДО-покрытия на сопряженных деталях из алюминиевых сплавов // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сб. трудов межд. н.-т. конф., Севастополь, 11-17 сент. 2001 г. Донецк. 2001. с. 206-210. 5. Ясь Д.С., Подмоков В.Б., Дяденко Н.С. Испытания на трение и износ. Киев: Техника, 1971, - 137. 6. K. Shimizu, G.M. Brown., K. Kobayashi, P. Skeldon, G.E. Thompson, G.S. Wood. Ultramikratomy – a route towards the enhanced understanding of the corrosion and filming behaviour of aluminium and its alloys // Corrosion Science. Vol. 40. No.7, pp. 1049-1072. 1998. 7. Патент РБ № 222. Тормозное устройство. Комаров А.И., Комарова В.И., Басинюк В.Л., Сенокосов Н.Э.: ИНДМАШ НАНБ, 2000 г.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ДЖЕРЕЛО ВИСОКОЧАСТОТНИХ КОЛИВАНЬ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЄМНІСНИМИ ДАТЧИКАМИ

Кондратець В.О. (КДТУ, м. Кіровоград, Україна)

The results of development and research of a source of high-frequency fluctuations for the automatic control of technological processes by capacitor gauges are given. It differs by simplicity, high frequency and peak stability and also allows considerably to raise accuracy of measurements.

В гнучких автоматизованих виробництвах, при очутливленні промислових робіт, в процесах вимірювання розмірів деталей ефективно застосовувати ємнісні датчики. На шляху розв'язання проблеми більш широкого використання ємнісних датчиків стоїть ряд перепон. Теоретичне і практичне розв'язання найбільш актуальних задач з цього переліку дозволило значно покращити характеристики ємнісних перетворювачів. Зокрема встановлено, що найкращими властивостями володіє F -метр і вимірювання необхідно здійснювати по частоті. Доцільно застосовувати додаткову резонансну систему з ємнісним перетворювачем, яка живиться від джерела високочастотних коливань. Оптимальною є $C_p L_p C_n$ - резонансна система з оптимізованим ємнісним перетворювачем, призначеним для певних умов і цілей використання. Роботою датчика керує мікропроцесорна самоналагоджувальна система, яка перед кожним вимірюванням оцінює стан первинного перетворювача і шляхом автоматичного регулювання приводу вимірювальний канал до еталонного положення. Розв'язання цих задач [1] дозволило значно покращити характеристики ємнісних датчиків. В той же час, складні і недосконалі джерела високочастотних коливань не дозволяють найбільш ефективно реалізувати на практиці можливості ємнісних датчиків. Дана робота присвячена розв'язанню цієї проблеми.

Похибка визначення технологічного параметра ємнісним датчиком залежить від стабільності джерела високочастотних коливань по амплітуді і частоті. Тому джерело високочастотних коливань повинно володіти високою стабільністю і по частоті, і по амплітуді.

Джерела високочастотних коливань спеціально для ємнісних датчиків не створювались, а здебільшого використовувались готові рішення, розроблені в радіотехнічній галузі. В наслідок цього вони мають багато специфічних рис, породжених конкретним використанням і призначенням. Основою джерел високочастотних коливань є транзисторні автогенератори. Вони представлені широким рядом пристроїв, які відрізняються різноманітністю характеристик, схемних рішень, складністю. Тому були виконані дослідження по встановленню закономірностей в складності і точнос-

ті транзисторних автогенераторів. Під складністю розуміли кількісну характеристику – складність конкретних елементів, особливості налагодження, економічність, вартість. Транзисторний автогенератор розглядався як технічна система, що ускладнюється в процесі розвитку.

Аналіз схемних і конструктивних рішень автогенераторів показав, що вони часто дублюються за даними ознаками, але суттєво не відрізняються по стабільності. Тому розглядалися типові представники тієї чи іншої моделі автогенератора. Встановлено, що типові представники автогенераторів представлені шістнадцятьма одиницями. Їх можна розташувати в приладний ряд за рівнем частотної стабільності. В приладному ряді одночасно з частотною стабільністю зростає складність. За одиницю складності автогенератора (АГ) приймалась одна дискрета Δc , яка відповідає одному простому елементу в схемі автогенератора (резистору, ємності, транзистору).

Приладний ряд роздвоюється. Основний ряд включає п'ять перших автогенераторів, які працюють на всьому діапазоні частот. Інші автогенератори будують з кварцом. Вони працюють на частотах до (10...15) МГц. Високочастотні кварцові автогенератори використовують коливання вищих гармонік і мають інші схемні рішення. В роздвосній частині ряду перша гілка – це автогенератори, що працюють на основній частоті, друга являє собою пристрої, що використовують коливання вищих гармонік. Автогенераторам з основною частотою присвоємо індекс „з” (звичайні), а з підвищеною частотою – „п”. В таблиці 1 наведені дані приладного ряду. Нестабільність першого автогенератора по частоті точно не визначається в наслідок впливу різних факторів. Вона є значною і позначимо її через $\Delta\omega$. Під нею розуміють відносне відхилення частоти $\Delta\omega$ від заданого ω_0 значення, тобто $\Delta\omega/\omega_0$. Прийоми підвищення частотної стабільності в нерозгалуженому ряді автогенераторів не забезпечують певного постійного результату, тому покращення характеристик звичайно не оцінюють і не приводять конкретних даних. Мову можна вести лише про тенденцію покращення стабільності. Покращення стабільності від генератора до генератора будемо оцінювати постійною умовною величиною Δ . З врахуванням сказаного нестабільність автогенераторів, розташованих першими в ряді, можна відповідно оцінити величинами Δ^+ , $\Delta_1 - \Delta$, $\Delta_2 - 2\Delta$, $\Delta_3 - 3\Delta$, $\Delta_4 - 4\Delta$.

З таблиці 1 видно, що стабільність автогенераторів в ряді від приладу до приладу підвищується, а складність зростає. Найбільш простим і нестабільним є перший генератор, назовемо його базовим. Він містить 8 дискрет складності. Точність автогенераторів підвищується порівняно просто (додаванням одного-трьох елементів) до середини приладного ряду. Починаючи з сьомого типу приладу, автогенератори значно ускладнюються. Самий стабільний автогенератор в одинадцять разів складніший базового.

Як видно, висока стабільність досягається значними витратами.

Таблиця 1. Складність і частотна стабільність транзисторних автогенераторів, що створюють приладний ряд

Но мер в ряді	Умовне позна- чення	Конструктивні ознаки	Неста- біль- ність по частоті	Склад- ність, дискрет
1	АГ - 1	3 автотрансформаторним зв'язком	$\Delta \div$	8
2	АГ - 2	3 ємнісним зворотним зв'язком	$\Delta \div - \Delta$	9
3	АГ - 3	АГ - 2 з термостабілізацією	$\Delta \div - 2\Delta$	12
4	АГ - 4	АГ - 3 з автопідналагодженням фази	$\Delta \div - 3\Delta$	14
5	АГ - 5	АГ - 4 з двома варикапами	$\Delta \div - 4\Delta$	15
6	АГ - 6з	АГ з кварцом	$\pm 1,5 \cdot 10^{-4}$	16
	АГ - 6п	АГ мостового типу	$\pm 1 \cdot 10^{-4}$	19
7	АГ - 7з	АГ з буферними каскадами	$\pm 1,5 \cdot 10^{-4}$	34
	АГ - 7п	АГ з буферними каскадами	$\pm 1 \cdot 10^{-4}$	37
8	АГ - 8з	АГ з термокомпенсацією	$\pm 1 \cdot 10^{-4}$	36
	АГ - 8п	АГ з фазовим автопідналагодженням	$\pm 0,5 \cdot 10^{-4}$	51
9	АГ - 9з	АГ з термостабілізацією	$\pm 1 \cdot 10^{-8}$	56
	АГ - 9п	АГ з термокомпенсацією	$\pm 1 \cdot 10^{-5}$	53
10	АГ - 10з	Прецизійні АГ	$\pm 1 \cdot 10^{-9}$	76
	АГ - 10п	АГ з термостабілізацією	$\pm 1 \cdot 10^{-8}$	73
11	АГ - 11з	Прецизійні АГ з автоматичним регулюванням амплітуди	$\pm 1 \cdot 10^{-10}$	96

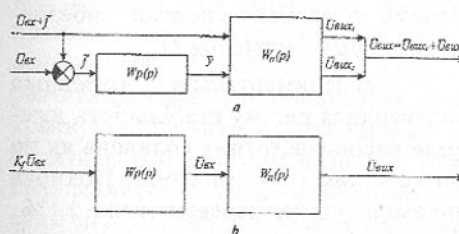
Дані таблиці 1 також показують, що частотна стабільність автогенераторів занадто велика для технологічних вимірювань. Найбільш висока стабільність частоти, яку забезпечують прецизійні кварцові автогенератори при технологічних вимірюваннях практично не потрібна. На амплітудну нестабільність транзисторні автогенератори в радіотехніці практично не досліджувались. В процесі структурного удосконалення транзисторних автогенераторів амплітудна стабільність також підвищувалась, але не так виразно. Тут можливо виділити лише три рівня стабільності: найбільша нестабільність (АГ - 1, ..., АГ - 5); середня нестабільність (АГ - 6, ..., АГ - 10); мінімальна нестабільність (АГ - 11). Вимогам технологічних вимірювань задовольняє лише мінімальна амплітудна нестабільність. Її забезпечує лише один, останній в приладному ряді, прецизійний автогенератор з системою автоматичного регулювання (САР) амплітуди.

Таким чином, необхідну амплітудну стабільність для технологічних вимірювань забезпечує автогенератор АГ - 11з при високій складності в 96 дискрет. Його частотна нестабільність дуже мала, вона дорівнює $\pm 1 \cdot 10^{-10}$,

що зовсім не потрібно при таких вимірюваннях. Вимогам частотної нестабільності цілком задовольняють автогенератори АГ - 6, АГ - 7. Враховуючи, що при достатньо високих стабільностях частоти на результати роботи починає значно впливати непостійність навантаження автогенератора, доцільно використовувати пристрої з буферними каскадами АГ - 7, які мають 34 і 37 дискрет складності. Так як ці прилади майже в три рази простіші, доцільно їх удосконалити щодо підвищення амплітудної стабільності. Такі рішення на сьогодні відсутні.

Вихідний сигнал кварцового автогенератора в даному джерелі високочастотних коливань не залежить від зовнішніх факторів - напруги живлення, температури, навантаження. Амплітуда вихідного сигналу в наслідок внутрішніх факторів та паразитних зв'язків не буде стабільною. Проходячи через резонансний буферний каскад, сигнал може змінюватись, тому амплітудна нестабільність буде зростати ще більше. На вхід вихідного резистивного буферного каскаду буде надходити вхідний сигнал $U_{\text{вх}}$, сформований збуджуючим діянням f . В наслідок цього вихідний сигнал джерела високочастотних коливань буде відрізнятись амплітудною нестабільністю.

Розглядаючи в якості регульованого об'єкта резистивний буферний каскад, для випадку накладеної на корисний сигнал перешкоди f можна скласти структурну схему САР її компенсації (рис.1, а).



Для неї будуть справедливі наступні рівняння

$$\bar{U}_{\text{вих1}} = W_{\Pi}(p)\bar{U}_{\text{вх}} + W_{\Pi}(p)\bar{f}, \quad (1)$$

$$\bar{y} = W_p(p)\bar{f}, \quad (2)$$

$$\bar{U}_{\text{вих2}} = W_{\Pi}(p)W_p(p)\bar{f}, \quad (3)$$

де $W_{\Pi}(p)$, $W_p(p)$ - відповідно передаточні функції резистивного буферного каскаду та автоматичного регулятора.

Рис. 1. Структурні схеми систем автоматичної компенсації накладеного (а) і внутрішнього (б) збуджуючих діянь

З врахуванням рівнянь (1), (2) і (3) вихідний сигнал джерела високочастотних коливань буде дорівнювати

$$\bar{U}_{\text{вих}} = W_{\Pi}(p)\bar{U}_{\text{вх}} + W_{\Pi}(p)[W_p(p) + 1]\bar{f}. \quad (4)$$

З рівняння (4) витікає, що для забезпечення незалежності вихідної напруги джерела високочастотних коливань від перешкоди необхідно покласти $W_p(p) + 1 = 0$, звідки $W_p(p) = -1$. Тобто, для забезпечення інваріантності вихідного сигналу від перешкоди необхідно в якості регулятора використати інвертор.

Якщо перешкодою є дія внутрішніх факторів, то вхідну величину можна подати як $K_f U_{вх}$. Така ситуація показана на рисунку 1, б. Вихідна напруга буде дорівнювати

$$\bar{U}_{вих} = W_{\Pi}(p)W_p(p)K_f \bar{U}_{вх}.$$

Для незалежності вихідного сигналу від перешкоди передаточна функція регулятора повинна дорівнювати $W_p(p) = 1/K_f$, де K_f - змінна величина.

Із викладеного видно, що одночасно розглянуті умови функціонально компенсувати не можливо. Аналіз показує, що накладена на корисний сигнал перешкода виникає в наслідок неякісного виготовлення пристрою і її можна ліквідувати конструктивно. Перешкода, що виникає як наслідок

дії внутрішніх факторів, конструктивно ліквідованою бути не може. Тому необхідно реалізувати САР відповідно схемі, зображеній на рисунку 1, б.

Функціональна схема САР джерела високочастотних коливань показана на рисунку 2. Вона дозволяє визначати величину, що характеризує перешкоду K_f , і формувати за нею керуюче діяння, яке змінює передаточний коефіцієнт системи, забезпечуючи задане значення $U_{вих}$.

Експериментальна перевірка підтвердила високу стабільність джерела високочастотних коливань як по частоті, так і по амплітуді. Похибка по амплітуді не перевищувала $\pm 1\%$. Значно зросла також точність вимірювання технологічних параметрів за допомогою ємнісних датчиків, що дозволить більш ефективно використовувати їх в технологічних процесах, промислових роботах та координатно-вимірювальних системах.

Рис. 2. Функціональна схема САР амплітуди високочастотних коливань: 3 - задавач; РП - резонансний підсилювач; АГ - автогенератор; ДКПН - допоміжний керований подільник напруги; КПН - керований подільник напруги; РБК - резистивний буферний каскад; ЕП - елемент порівняння; ЗФ - згладжувальний фільтр; ВП - вимірний перетворювач.

Список літератури: 1. Кондратець В.О. Розвиток теорії ємнісних датчиків як засобів автоматичного контролю технологічних процесів // Прогресивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. - Донецк: Дон ГТУ, 2000, Вып. 12. - С.116-120.

Статья поступила в редакцию 7.05.2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБОДЬЕВ КОЛЕС ПУТЕМ РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ ПРОФИЛИРОВОЧНЫХ РОЛИКОВ

Коноваленко А.Д. (КГПУ, г. Кременчуг, Украина)

New profiling rollers construction were developed on the basis of theoretical and experimental researches in radial - rotary process of tractor wheels rims profiling. Introduction them in production allows to reduce metal expenditure and to improve quality of wheels.

Для современных транспортных средств требуются колеса, которые должны быть легкими и в тоже время прочными и весьма надежными. Для создания таких колес необходимы точные представления о напряжениях, действующих в их различных элементах. Необходимо знать влияния формы, жесткости и распределения материала по сечению на напряжения, уметь оценивать соотношение между напряжением и числом циклов нагружений до разрушения, т.е. иметь сведения о прочности и долговечности. Если прочность при прочих равных условиях оценивается максимально допустимой динамической нагрузкой, то долговечность - нагрузкой и частотой ее появления. Исследованию величины и характера распределения напряжений в ободах колес посвящен ряд работ дающих представление о влиянии конструкции элементов колеса на возникающее в них напряжение. Графоаналитический расчет ободьев на прочность был впервые выполнен И.В. Балабиным [1] который рекомендует следующую методику расчета ободьев. По замеренным эпюрам распределения нагрузок на закраину, посадочную и цилиндрическую части обода определяется графоаналитическим методом величина равнодействующей, приложенной к закраине обода, ее радиальные и осевые составляющие. По ним аналитическим методом определяется изгибающий момент и перерезывающая сила в различных точках профиля. Зная величину моментов и сил, определяют напряжения в различных точках сечения обода. Главная задача при конструировании ободьев колес - задать такое распределение материала, которое должно обеспечивать заданную долговечность и равнопрочность изделия.

В современных условиях жесткой конкуренции на рынке продукции для удовлетворения всевозрастающих требований к себестоимости и качеству колес необходимо не только максимально использовать при профилировании весь комплекс физико - механических свойств материалов, но и стремиться к формированию такой их направленности в заготовках, которая создавала бы благоприятную для повышения предельных возможно-

стей формоизменения схему напряженно-деформированного состояния, определяющую также интенсификацию процесса в целом.

Одним из наиболее производительных способов изготовления ободьев транспортных средств является радиально-ротационное профилирование их из листовой цилиндрической обечайки. Однако, отсутствие теоретических и экспериментальных исследований, методов расчета приводит к повышению материалоемкости, энергоемкости и не дает возможности в полной мере реализовать все преимущества данного процесса. Поэтому разработка прогрессивных технологических процессов с оптимизацией определенных параметров требует предварительного, достаточно точного расчета процесса формоизменения, вычисления энергии, усилий, определения законов распределения деформаций, скоростей деформации и напряжений в объеме обрабатываемого металла и на контактной поверхности. Для решения этих проблем применяется моделирование процессов пластического формоизменения при радиально-ротационном способе профилирования ободьев колес. Моделирование проводится с целью: 1. Получения данных для создания новых либо усовершенствования существующих технологических процессов профилирования. 2. Изучения закономерностей процессов формоизменения металла. 3. Выяснения влияния различных способов деформации на пластичное поведение деформируемого металла. Подобрать соответствующим образом технологические параметры оборудования и калибровку профилировочных роликов, можно повысить пластические свойства металла и избежать разрушения заготовки в процессе профилирования, что особенно важно для труднодоступных участков.

4. Определения картины распределения напряжений и деформаций в очаге течения. 5. Вычисления потребной работы деформации и величины деформирующих сил. 6. Получения функциональных зависимостей для создания математических алгоритмов процессов профилирования.

7. Изучения влияния различных факторов на сопротивление деформации.

8. Выяснения влияния деформации на изменение свойств и структуры металла.

С целью разработки рациональной конструкции профилировочных роликов были проведены экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния [2,3,4] при радиально-ротационном профилировании ободьев колес (W8x16, DW14Lx38, 4,5Ex16). Весь комплекс экспериментальных исследований был проведен в промышленных условиях ОАО Кременчугский колесный завод. Экспериментальные исследования показали, что при традиционных схемах профилирования наибольшим деформациям подвергаются места угловых радиусных переходов от борта к посадочным полкам, от стенки к дну центрального и монтажного ручьев. Так в окончательном профиле максимальные деформации по тол-

щине составляют от 11 до 19% толщины исходной заготовки и, соответственно, для обода колеса W8x16-17-19%; DW14Lx38-12-13%; 4,5Ex16-14-17%. Данные экспериментов свидетельствуют о том, что при профилировании ободьев колес по существующим схемам практически отсутствуют резервы для снижения толщины исходной заготовки из-за значительных утонений металла в радиусных переходах. С целью снижения расхода металла и оснастки, улучшения качества ободьев колес представляется необходимым скорректировать технологические процессы: перераспределить по переходам величины обжатий в радиальном направлении, обеспечив снижение усилий профилирования от первого к последнему переходу и минимально возможную нагрузку на ролики последнего чистового перехода; перераспределить обжатия по ширине обода, обеспечив постепенное смещение угловых радиусных зон от центра к периферии и образования в первом переходе конусообразного центрального ручья; применять предварительное формирование ложных каналов с обратной выпуклостью (продольных гофров) в предварительных переходах с их выравниванием в последующих переходах; практиковать применение канавок в радиусной зоне наружных профилировочных роликов при формировании центрального ручья; ввести где это возможно в практику профилирования ободьев способ периодического покачивания и сдавливания обечайки; применять формирование радиусной зоны под бортом и в центральном ручье одинаковым радиусом; осуществлять операцию осадки в промежуточных переходах между операциями профилирования, используя двойную конусность краевых зон.

На основании исследований и проведенного теоретического анализа разработана усовершенствованная конструкция профилировочных роликов. Цель предложенного мероприятия – повышение качества ободьев колес путем уменьшения утонения металла в местах радиусных переходов. Разработана конструкция профилировочных роликов для многопереходного профилирования. Ролики имеют боковую часть в виде цилиндрической поверхности и закруглений, соединяющих цилиндрическую поверхность с торцами, отличается тем, что, с целью повышения качества обода путем уменьшения утонения металла в местах изгиба закругления роликов предпоследнего и последнего переходов выполнены со знакопеременной кривизной, при этом закругления предпоследнего перехода имеют одну впадину, начинающуюся вместе перехода торцевой части в закругления, глубиной не превышающей 0,1-0,2 радиуса закругления, длиной, равной 0,3-0,25 длины дуги закругления, а закругление роликов последнего перехода выполнены с двумя впадинами, расположенными на равном расстоянии от центрального закругления, при этом длина выступа расположенного между ними равна длине впадины на предпоследнем переходе. На рисунке 1 и

2 показаны ролики для профилирования ободьев колес предпоследнего и последнего переходов.

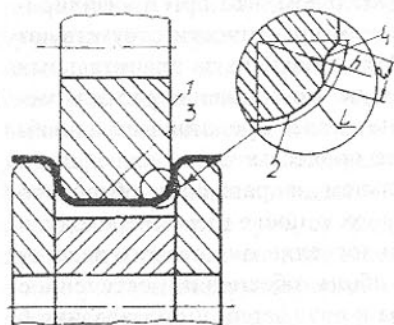


Рис. 1. Ролики для профилирования ободьев колес предпоследнего перехода

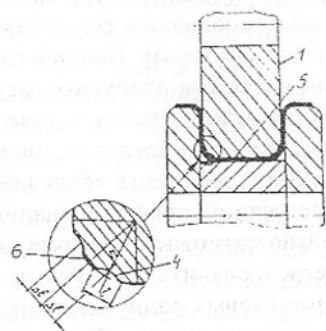


Рис. 2. Ролики для профилирования ободьев колес последнего перехода

Обечайка (не показана) подается на профилировочные ролики 3, имеющие впадины 4. При профилировании обечайки на промежуточных роликах 3 в местах наличия впадин 4 образуется некоторый накат, (увеличение толщины). После этого обечайка передается на ролики 5 последней операции, имеющие две впадины 4 со смещением. При профилировании происходит плавное перераспределение образовавшихся «излишков» металла по всему радиусному закруглению, что уменьшает утонение металла и, следовательно, ведет к улучшению качества колес, уменьшению расхода металла для изготовления за счет применения заготовки меньшей толщины. Эта же цель может быть достигнута и в другой конструкции профилировочных роликов. Эти ролики (предпоследний переход профилирования) имеют среднюю часть цилиндрической формы с закруглениями в местах перехода от средней части к торцам. Эти места выполнены по хорде, расположенной под углом 45 градусов к цилиндрической части. Высота хорды составляет 0,2-0,4 радиуса закругления. Это позволяет уменьшить утонение металла в криволинейных участках обода на 0,25-0,35 мм путем расширения зоны набора металла, а также уменьшить износ роликов. Выполнение впадины в закруглениях торцов роликов по хорде значительно упрощает их изготовление и повышает стойкость. Угол наклона хорды 45 градусов к цилиндрической части роликов позволяет произвести набор металла (увеличение толщины) по всему радиусному переходу обода. Величина стрелы сегмента, равная 0,2-0,4 радиуса закругления, позволяет перейти к последней операции некоторый накат (увеличение толщины метал-

ла) по всему радиусному переходу, то есть происходит снижение утонения металла. Анализ результатов опробования и внедрения показал, что утонение в угловых радиусных зонах уменьшалось на 0,2-0,3 мм, что позволило перейти при профилировании обода колеса 4,5 Е x 16 с заготовки толщиной 3,5 мм на заготовку 3,2 мм, при профилировании колеса W 8 x 16 с заготовки 4,5 мм на 4,2 мм, при профилировании обода Д W 14 L x 38 с заготовки 3,9 мм на 3,8 мм. При этом суммарная годовая экономия металла составила около 1500 тонн.

Список литературы: 1. Балабин И.В., Путин В.А. Автомобильные и тракторные колеса. Челябинское книжное изд-во, 1963-335с. 2. Коноваленко А.Д. Исследование процесса профилирования ободьев колес транспортных средств./Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні/ Зб. наук. пр.- Луганськ: Вид-цтво СУДУ, 2001.-С.52-58. 3. Коноваленко А.Д. Экспериментальные исследования энергосиловых параметров процесса профилирования ободьев колес транспортных средств./Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в машинобудуванні і металургії/ Зб. наук. пр.-Краматорськ: ДДМА, 2001.-С.302-306. 4. Коноваленко А.Д. Повышение эффективности профилирования ободьев колес сельскохозяйственных машин /Матеріали науково технічної конференції (Застосування теорії пластичності в сучасних технологіях обробки тиском): Вінниця: ВДТУ, 2001-С.72-73

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

ДИФУЗИОННО-ЛЕГИРОВАННЫЕ ЭЛЕКТРОДНЫЕ СПЛАВЫ ДЛЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

Константинов В.М., Пантелеев Ф.И., Рабец В.В. Шимин В.Н.
(ГП "Новополоцкжелезобетон", УО "ПГУ", г. Новополоцк,
Республика Беларусь)

Электродные материалы (наплавочные электроды и проволоки) благодаря своей технологической гибкости и высоким технико-экономическим показателям получили широкое промышленное применение. В настоящее время четко различимы два основных направления создания электродных материалов:

- объемно-легированные самозащитные металлические проволоки, резе электроды сплошного сечения;
- порошковые самозащитные проволоки и покрытые наплавочные электроды.

Опыт разработки и применения диффузионно-легированных порошков [1] позволяет прогнозировать эффективность применения диффузионного легирования для получения самозащитных электродных сплавов, имеющих ярко выраженный градиент химического состава по сечению электрода.

Цель работы: Исследование диффузионного легирования металлических электродов и проволоки, а так же изучение свойств защитных покрытий из них.

Диффузионно-легированная (ДЛ) медная проволока для наплавки электродов контактной сварки арматуры ЖБИ.

Наряду с традиционными требованиями к сплавам (для электродов контактной сварки ЭКС) следует выделить специфические, технические требования к диффузионно-легированному наплавочному материалу, обусловленные особенностями технологии легирования проволоки и процесса последующей наплавки:

- невысокое сродство к кислороду диффузионно-вводимых легирующих элементов, по возможности небольшие потери на выгорание при наплавке;
- экологическая безопасность образующихся летучих соединений при химико-термической обработке проволоки и наплавке;
- более низкая температура плавления ДЛ-проволоки, по сравнению с восстанавливаемой поверхностью;
- флюсующе-раскисляющая способность ДЛ-проволоки при наплавке.

В данной работе осуществляли диффузионное легирование медной проволоки хромом, кремнием, никелем, бором, углеродом. Использовали кабельные отходы меди. Кинетические зависимости роста диффузионного слоя на медной проволоке аналогичны общеизвестным. С увеличением диаметра проволоки толщина диффузионного слоя уменьшается при прочих равных условиях, следовательно, уменьшается и содержание диффузионно-вводимых элементов. Поэтому наиболее целесообразно применять проволоку меньших диаметров. Следует отметить опасность оплавления проволоки при температурах выше $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, что с одной стороны ухудшает качество поверхности, а с другой резко интенсифицирует процесс диффузионного легирования. В отличие от традиционного ХТО некоторое ухудшение качества поверхности ДЛ-проволоки при появлении жидкометаллической фазы, является допустимым дефектом, так как при последующей наплавке происходит полный переплав.

Для достижения оптимального сочетания твердости и электропроводности содержание хрома в наплавленном слое должно быть 0,7-1,5% [2]. Оптимальный режим диффузионного легирования для этого $1000\text{ }^{\circ}\text{C} \times 3$

часа. Результаты исследований свойств наплавленных слоев из диффузионно-легированной медной проволоки представлены в таблице 1.

Таблица 1. Твердость и электропроводность наплавленных слоев из диффузионно-легированной медной проволоки.

Диффузионно-вводимые легирующие элементы	Твердость, НВ			Электропроводность, в % от электропроводности меди
	После наплавки	После закалки	После отпуска $450^{\circ}\text{C} \times 4$ часа	
Cr	132	86	140	85
Cr+B	161	107	195	89
Cr+C	131	88	139	85

Структура наплавленного слоя из хромированной проволоки аналогична структуре бронзы БрХ. Строение наплавленного слоя, содержащего бор и хром, имеет существенное отличие. Микроструктура гораздо более мелкодисперсная (рис. 1).



Размер зерна около 0,02 мм. Это, видимо, вызвано влиянием бора. В микроструктуре рассматриваемого сплава, в принципе, могут присутствовать как первичные, так и вторичные, фазы боридов хрома. Образование однако вторичных фаз боридов хрома проблематично вследствие низкой растворимости бора в меди. Возможный путь трансформации структуры данного сплава при термической обработке связан, по всей видимости, с изменением химического состава боридов хрома. Так как наиболее термодинамически устойчивыми являются бориды Cr_3B_4 , то они будут преобладать в данном сплаве в равновесных условиях. Микротвердость наплавки, содержащей бориды хрома гораздо ниже, чем у рассмотренных ранее сплавов и равна $H_{\text{по}}, 493 = 439\text{ МПа}$. Это вызвано уменьшением количества хрома в твердом растворе, т.к. весь хром связан в бориды хрома. Количественный фазовый анализ подтвердил наличие боридов хрома в диффузионном слое: Cr_3B_4 – 42%, Cr_2B – 34%, CrB – 14%, CrB_2 – 10%. Общий объем боридных фаз составил 4–6% от объема наплавленного слоя.

Рис. 1. Микроструктура наплавленного слоя на электроде контактной сварки арматуры ЖБИ. Электродуговая наплавка борохромированной медной проволоки

Результаты проведенных производственных испытаний на ГП «Новополоцкжелезобетон» свидетельствуют о высоких эксплуатационных свойствах ЭКС, восстановленных ДЛ-проволокой. Стойкость ЭКС, восстановленных разработанным сплавом аналогична стойкости ЭКС, наплавленных электродами ОЗБ-3М. [3]

Перспективы применения диффузионно-легированных стальных наплавочных электродов.

Для наплавочных толстопокрывых электродов наиболее часто применяют проволоку низколегированной стали. Требуемый состав и свойства наплавленного слоя обеспечивают легирующие элементы из электродного покрытия. Такой подход является традиционным и в определенной степени обоснованным для получения низколегированного наплавленного слоя. При получении высоколегированных наплавов при таком подходе возникает ряд трудностей:

- степень усвоения легирующих элементов из покрытия низка из-за большого угара;
- расчетное определение состава электродного покрытия затруднено, превалирует эмпирический подход.

К недостаткам покрытых электродов следует отнести также высокую гигроскопичность и низкую прочность электродных покрытий. На протяжении всей истории освоения и производства покрытых электродов актуальной являлась и является сейчас проблема низкого качества электродов и путей его повышения. Следует отметить, что принципиальная технологическая схема формирования электродного покрытия предопределяет нестабильность процесса и возможность появления брака.

Ряд авторов подчеркивают, что если металлургические характеристики электродов теоретически осмыслены и позволяют экспериментально-аналитически рассчитывать состав наплавленного металла и в ряде случаев прогнозировать его свойства, то в отношении сварочно-технологических свойств покрытых электродов много остается еще неясным [4]. Закономерные связи между технологическими параметрами электродов, сварочно-технологическими свойствами с одной стороны и составом электродного покрытия с другой выявлены слабо. В этой ситуации закономерной является идея создания способа сварки и сварочных материалов, у которых защита металла шва от вредного воздействия воздуха и необходимое легирование, обеспечивающее получение требуемых свойств достигаются только за счет электродной проволоки без дополнительной защиты флюсом или газом. Анализ основных функций традиционного электродного покрытия, ионизационных свойств химических элементов и влияние легирующих элементов на газосодержание наплавленного слоя,

позволяет выделить элементы, перспективные с точки зрения формирования диффузионного электродного покрытия - Al, B, Mn, Ti, Si.

Проведенными опытами установлено, что диффузионное легирование бором электрода позитивно сказывается на смачиваемости и наплавляемости, однако устойчивость горения дуги остается низкой. Высокий потенциал ионизации бора обуславливает малую разрывную длину дуги. Снижение потенциала ионизации диффузионного слоя обеспечивает улучшение сварочно-технологических свойств электрода (табл. 2) [6]

Таблица 2. Исследование влияния марганца на технологические свойства диффузионно-легированного электрода и механические свойства наплавленного слоя

Время ХТО, ч	Толщина диффузионного слоя, мм	Содержание марганца в наплавке, % масс	Микротвердость диффузионного слоя на электроде, Н/мм ²	Разрывная длина дуги, L		Твердость наплавленного слоя, HRB
				После ХТО	После оксидирования	
2	16,35±3,65	0,3-0,6	212±53	8,5±1,8 6	7,7±2	81±9
4	17,75±3,95	0,9-1,0	—	7,7±2,4 5	8,1±1,5	53±6
6	62±8,97	1,5-2,0	296±11	9,8±2,3 5	10,1±2, 1	98±2
8	79,05±34,2 7	1,0-1,5	261 ±4	10,3±1, 1	10,1±1, 3	87±3
10	28,66±7,15	1,0-1,5	218±22	11±1,5 5	10,3±1, 7	83±3
12	60,8±15,71	1,0-1,5	282±57	9,75±1, 1	11,4±0, 7	84±3

Марганцированный электрод при наплавке склонен к интенсивному искрообразованию и интенсивному задымлению. После боромарганцирования разрывная длина дуги уменьшилась (6,8±1,4 мм), однако повысилась равномерность горения дуги, уменьшилось искрообразование и пористость наплавленного металла. Силицирование электродов обеспечивает увеличение разрывной длины дуги (9,5±2,1 мм). Однако как и в случае с марганцем, наблюдается интенсивное искрообразование и повышение пористости наплавки. Алитирование также способствует повышению стабильности горения дуги вследствие малого потенциала ионизации алюминия. Содержание алюминия в наплавленном металле достигает 1,0-1,5% при разрыв-

ной длине дуги $8,3 \pm 1,2$ мм. Для этого случая характерен крупно-капельный перенос металла и интенсивный разогрев электрода.

Выводы: Применение диффузионного легирования позволяет создать экономически и технически эффективные наплавочные электроды и открывает широкие возможности получения наплавленного слоя требуемой структуры и свойств. Выполненные работы продемонстрировали принципиальную возможность применения диффузионных слоев в качестве легирующих и частично ионизирующих покрытий. Монодиффузионные слои не обеспечивают комплексного получения требуемых сварочно-технологических и эксплуатационных свойств электродов. Поэтому целесообразно далее проводить исследование в области многокомпонентных диффузионных электродных покрытий.

Список литературы: 1. Пантелеенко Ф.И. Самофлюсующиеся диффузионно-легированные порошки на железной основе и защитные покрытия из них. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. – 300 с. 2. Николаев Л.К., Розенберг М.М. Сплавы для электродов контактной сварки. М.: Металлургия, 1978.-96 с. 3. Патент на полезную модель № 197 от 14.04.2000 МПК B231C 11/30. Электрод для контактной сварки. - Константинов В.М., Пантелеенко Ф.И., Рабев В.В., Глод А.В. 4. Мойсов Л. П., Бурылев Б. П. Физико-химические основы создания новых сварочных материалов, Ростов-на-Дону, Изд. Рост. университет, 1993.-80 с. 5. Заявка на изобретение РБ «Способ изготовления сварочных и наплавочных электродов» а. 20000460 от 13.05.2000 МПК B23K35/40 Константинов В.М. Пантелеенко Ф.И., Шимин В.Н.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

НЕСТАЦИОНАРНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ УПРУГОЙ ПОЛУПОЛОСЫ С ЖЕСТКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ ОГРАНИЧЕННОЙ ПРОЧНОСТИ ИХ СОЕДИНЕНИЯ

Коротунова Е.В., Мастиновский Ю.В. (ЗНТУ, г. Запорожье, Украина)

The elastic waves propagation in the semi-infinite half-strip, which lays on the rigid basis with different boundary conditions, is investigated. Longitudinal impact of half-strip 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.

Конструкции, состоящие из элементов, обладающих различными физико-механическими свойствами, широко используются в машиностро-

нии, строительстве сооружений и т.д. В процессе эксплуатации, под действием механических, высокой интенсивности нагрузок, в таких конструкциях возникают нестационарные волны напряжений. В результате отражения и преломления волн на поверхностях раздела слоев появляются зоны быстрого и интенсивного изменения напряжений, что может привести к нарушению целостности всей конструкции или ее части.

Особенностью движения составных конструкций с ограниченной прочностью соединения их частей является неоднозначность условий на поверхности контакта, которые в процессе деформирования могут меняться с учетом возможного расслоения – образования (или ликвидации) зазора между взаимодействующими элементами.

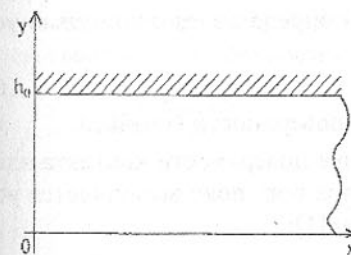


Рис.1. Осевое сечение конструкции.

Рассматривается распространение и дифракция упругих волн в полубесконечной полуполосе, жестко скрепленной с абсолютно жесткой поверхностью, при механическом воздействии на торце ($x=0$) (рис.1).

В безразмерных величинах напряженно-деформированное состояние полуполосы описывается системой уравнений гиперболического типа (1):

$$\begin{aligned} u_t - p_x - q_x - \tau_y &= 0; \\ w_t - p_y + q_y - \tau_x &= 0; \\ \gamma^2 p_t / (\gamma^2 - 1) - u_x - w_y &= 0; \\ \gamma^2 q_t - u_x + w_y &= 0; \\ \gamma^2 \tau_t - u_y - w_x &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где безразмерные и размерные координаты и функции связаны соотношениями:

$$\begin{aligned} \tilde{x} &= \frac{x}{h_0}; \quad \tilde{t} = \frac{at}{h_0}; \quad p = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2\rho a^2}; \quad q = \frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2\rho a^2}; \quad \tilde{\tau} = \frac{\tau_{xy}}{\rho a^2}; \\ u &= \frac{1}{a} \frac{\partial u_x}{\partial t}; \quad w = \frac{1}{a} \frac{\partial u_y}{\partial t}; \quad a = \sqrt{\frac{2\mu + \lambda}{\rho}}; \quad b = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}}; \quad \gamma = \frac{a}{b} > 1 \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь w - радиальная компонента вектора скорости, u - осевая компонента вектора скорости, $p + q$, $p - q$, τ - составляющие тензора напряженного состояния.

Считая начальное состояние невозмущенным, все параметры полагаются равными нулю.

На торце граничные условия задаются в виде: $u = u_0(t)$, $w = 0$ (3)

На боковой поверхности полуполосы напряжения отсутствуют
 $p - q = 0$, $\tau = 0$ (при $y = 0$; $0 \leq x < \infty$; $t > 0$) (4)

На поверхности контакта полуполосы с абсолютно жесткой поверхностью ($y = 1$; $0 \leq x < \infty$) при $t = 0$ задаются условия жесткого контакта:

$$u = 0, w = 0 \quad (5)$$

В процессе численного решения задачи граничные условия на поверхности контакта определяются из условий сопряжения элементов рассматриваемой системы. Нарушение контакта определяется с помощью условия прочности соединения:

$$f(\tau, p - q) \geq 0 \quad (6)$$

$\tau, p - q$ - составляющие напряжений на поверхности контакта.

Это условие означает, что в каждой точке поверхности контакта элементы системы жестко соединены лишь до тех пор, пока выполняется условие (6). Функция $f(\tau, p - q)$ задается в виде [1]:

$$f(\tau, p - q) = 1 - \left(\frac{\tau}{\alpha_1} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{p - q}{\alpha_2} \right)^2 \cdot (1 + \text{sign}(p - q)), \quad (7)$$

где α_1, α_2 - постоянные, определяемые экспериментально.

В случае нарушения условий жесткого контакта (5) возможно:

а) проскальзывание без отрыва

$$w = 0, \tau = 0 \quad (8)$$

б) отсутствие контакта

$$p - q = 0, \tau = 0 \quad (9)$$

Задача решается численно с использованием метода пространственных характеристик [2]. При расчетах

применяется двухшаговая процедура [3,4]. На предварительном шаге определяется вид контакта в некоторой точке поверхности сопряжения, а на следующем шаге реализуются условия

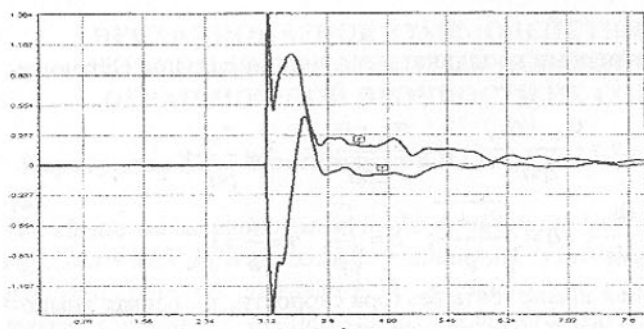


Рис.2. Изменение скоростей в точке контактной поверхности

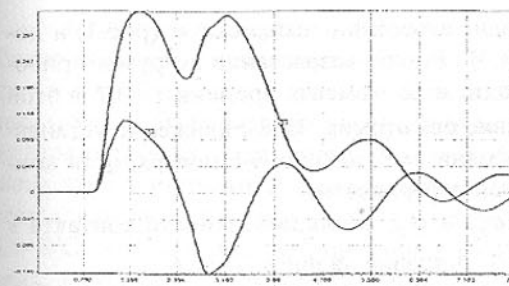


Рис.3. Изменение скоростей в случае свободных поверхностей.

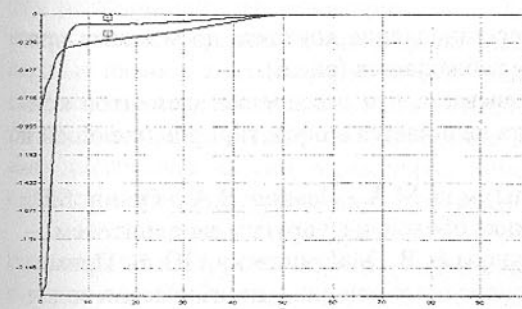


Рис.4. Распределение напряжений в момент времени $t = 1$.

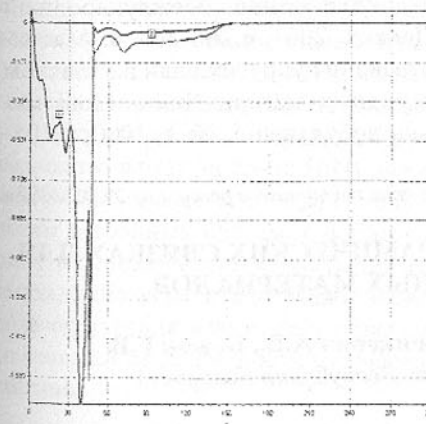


Рис.5. Распределение напряжений в момент времени $t = 3$.

контакта. Контроль за восстановлением контакта исключает возможность взаимного проникновения слоев.

Расчеты проводились при $h = \Delta x = \Delta y = 0,02$; $k = \Delta t = 0,01$; $\gamma = 1,87$; $u_0 = t \cdot e^{-t}$.

На рис.2 представлено изменение поперечной w (кривая 1) и продольной u (кривая 2) скоростей в зависимости от времени в точке $x = 1$ поверхности контакта полуполосы с жесткой поверхностью.

Для сравнения на рис.3 представлены аналогичные графики в этой же точке на свободной поверхности.

До момента времени $t = 3,1$ в точке $x = 1$ сохраняется жесткий контакт (рис.2). К этому моменту в точку

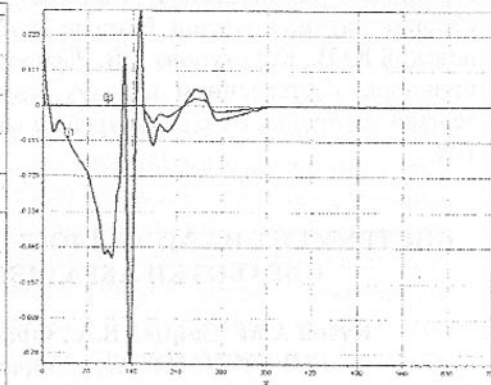


Рис.6. Распределение напряжений в момент времени $t = 7$.

$x = 1$ почти одновременно приходит второй пик скорости u (рис.3) и поперечная составляющая скорости W . Резкое возрастание нагрузки приводит к нарушению жесткого контакта и до момента времени $t = 3,7$ в этой точке наблюдается проскальзывание без отрыва. Затем движение устанавливается и вплоть до момента времени $t = 8$ точка $x = 1$ поверхности контакта движется как точка свободной поверхности.

Распределение напряжений σ_{xx} и σ_{yy} вдоль поверхности контакта к моментам времени $t = 1, t = 3, t = 7$ показано на рис.4 – рис.6.

Уже к моменту времени $t = 1$ в области торца появляются растягивающие напряжения σ_{yy} (кривая 2), что приводит в дальнейшем к нарушению условий жесткого контакта. Зоны расслоения наблюдаются от торца до сечения $x = 2,1$ (рис.5).

При заданных параметрах восстановление контакта до момента времени $t = 8$ в точках расслоения не наблюдается (рис.6).

Полученные результаты показывают, что расслоение элементов конструкции на поверхности контакта начинается в области, примыкающей к ударяемому торцу.

Список литературы: 1. Ильгамов М.А., Иванов В.А., Гулин Б.В. Прочность, устойчивость и динамика оболочек с упругим заполнителем. – М.: Наука, 1977. – 332с. 2. Коротунова Е. В., Мاستиновский Ю. В. Применение метода характеристик для численного решения динамических задач теории упругости // Системні технології, № 2 (13), 2001, С.68-71. 3. Коротунова Е.В., Мастиновский Ю.В. Динамическое взаимодействие упругих составных цилиндров при ограниченной плотности их соединения. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. Выпуск 16, Донецк, 2001, с.266-270. 4. 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.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ИНСТРУМЕНТ НА МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ ДЛЯ ОБРАБОТКИ АБРАЗИВНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Кузей А.М., Зайцев В.А., Франкевич А.В., Божок Г.В.
(ГНУ «ФТИ НАНБ», г. Минск, Республика Беларусь)

The investigation is made of the mechanisms for interaction and formation composite structures in the systems on the base of $Me - Na_2O \cdot SiO_2 \cdot K_2O$ - diamond.

Существующие алмазобразивные композиции, подходы к их разработке уже не обеспечивают требуемых рынком характеристик инструмента. Основной причиной этого является то, что алмазобразивные композиции (связки) были разработаны на базе выпускаемых в 70-80 годы компонентов порошках меди, олова, никеля, кобальта, алюминия, цинка. На основе этих компонентов производится алмазобразивный инструмент на металлических (системы Cu-Sn, Cu-Sn-Ni, Cu-Sn-Fe-Ni и т.д.; Cu-Co, Cu-Co-WC; Al-Cu, Cu-Zn-Al), органических (на основе фенолформальдегидных, эпоксидных, полиамидных смол), керамических связках.

Для обработки твердого сплава, твердого сплава совместно со сталью, керамики наибольшее распространение получили связки на основе системы Cu-Sn [1 - 4]. Сплавообразование в системе Cu-Sn протекает путем реакционной диффузии при 450-750°C. Для образования гомогенного олова даже с участием жидкой фазы требуется значительное время. Оксидные пленки, хотя частично и восстанавливаются в процессе спекания специально создаваемыми восстановительными средами, снижают скорость реакционной диффузии. Введение в реагирующую систему инертных дисперсных частиц, являющихся кинетическими барьерами, снижает скорость взаимодействия в двух, трехкомпонентных системах.

Исследования структуры композиционных материалов, механизмов спекания показали, что частицы меди (непрореагировавшие) сохранились в композиции Cu-Sn после 2-х часового отжига [5]. Концентрация меди зависит от содержания и размеров частиц алмазных порошков (табл. 1). При содержании алмазного порошка фракции 14/10 более 10% об., скорость взаимодействия снижается в несколько раз (табл. 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 HRB 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.

Таблица 1. Влияние концентрации алмазного порошка на интенсивность взаимодействия в системе Cu-Sn (температура спекания 750°C). Плотность брикетов 80%.

Плотность брикетов 80%.										
Время отжи- га, час.	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

В отличие от системы Cu-Sn-алмаз (и более сложных многокомпонентных систем) сплавобразование в композиции CuP- алмаз в наименьшей степени определяется реакционной диффузией. При нагреве брикета до температур спекания отмечается снижение массы обусловленное дегидратацией (130-300°C). В интервале температур 650-710°C происходит окисление поверхности частиц. Окисление в части CuP не приводит к образованию оксидной пленки препятствующей взаимодействию (как в системе Cu-Sn). Образующийся оксид представляет собой легкоплавкое (670-700°C) стекло систем CuO-P₂O₅ предохраняющее частицу от дальнейшего окисления. Формирование монолитной однородной структуры композиционного материала обусловлено вязкопластичным течением в области температур предшествующих плавлению, и коалесценцией капель расплава с выдавливанием части флюса на поверхность слитка [5].

Твердость композиционного материала определяется дисперсностью алмазного порошка и его содержанием (табл. 2).

Таблица 2- Влияние отжига на твердость композиционных материалов. Температура спекания 750°C.

Время отжи- га, час	Твердость HRB (HRC)								
	Размер частиц алмазного порошка								
	14/10			28/20			40/28		
	Концентрация алмазного порошка, % об.								
	10	25	50	10	25	50	10	25	50
Сос- тав									

Продолжение табл. 1

Cu-20Sn										
05	20	23	23	24	23	20	27	30	35	
1	27	27	30	24	25	23	28	30	38	
2	30	29	32	26	26	27	28	33	40	
3	30	30	33	25	26	27	30	33	40	
Cu-8P										
05	54	38	40	50	50	56	60	70	75	
1	60	51	43	56	50	60	63	73	73	
2	73	64	45	70	54	63	78	75	75	

Жидкая фаза в системе CuP- алмаз (в отличие от системы Cu-Sn) существует в течение всего времени спекания в интервале температур 710-750°C. Частичное испарение и окисление фосфора существенно не изменяет состава сплава. Легкоплавкое стекло образующееся при окислении частиц не приводит к окислению алмазного порошка, а за счет эффекта растекания расплава и образования пленки, окисление алмаза снижается в отличие от композиции никель-алмаз. Существование при спекании значительных объемов жидкой фазы позволяет снизить давление горячего прессования с 100-150 МПа (для системы на основе Cu-Sn) до 20-50 МПа. Твердость композиционного материала CuP- алмаз достигает 110 HRB. В интервале температур 715-750°C, т.е. в области существования жидкой фазы меднофосфористые сплавы взаимодействуют с порошками (никель, медь, железо). Взаимодействие проявляется как смачивание расплавом оксида CuO-P₂O₅ частиц меди (никеля) растворением оксидной пленки, и растворением меди (никеля) в расплаве с последующей диффузией фосфора (меди) в медь (никель). Присутствие в реагирующей системе расплава стекла смачивающего частицы никеля, меди, образующего твердые хрупкие стеклоэмали при растворении оксидов повышает интенсивность взаимодействия по сравнению с системами Cu-Sn, Cu-Fe-Sn и т.д. Образованию контактных мостиков не препятствуют оксидные пленки, растворение пленкой расплава стекла оксида в местах контакта приводит к взаимодействию без длительного перехода индукции.

Расплав образующегося при окислении порошка CuP, CuO · P₂O₅ взаимодействует с расплавами ряда стекол переходят в расплав (вязкотекучее состояние) стекла систем Na₂O · x MeO, SiO₂ · K₂O · Na₂O · x MeO, SiO₂ · K₂O · Na₂O · B₂O₃ · x MeO, Na₂O · K₂O · P₂O₅ · x MeO, (где MeO - оксид алюминия, магния, кальция, титана). Исследование структуры стекломаталлических композиционных материалов, процессов спекания показали, что стекла систем SiO₂ · K₂O · Na₂O · x MeO, Na₂O · B₂O₃ · x MeO образуют с оксидной системой CuO · x P₂O₅ устойчивое некристаллизующее-

ся стекло. Диффузионная зона между прослойками стекол не отличается по температуре плавления от основных компонентов. Расплавы $\text{CuO} \cdot x \text{P}_2\text{O}_5 \cdot 2\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{B}_2\text{O}_3$ растекаются и смешиваются при $750 - 770^\circ\text{C}$, расплавы $\text{CuO} \cdot x \text{P}_2\text{O}_5$ и $\text{SiO}_2 \cdot \text{K}_2\text{O} \cdot \text{Na}_2\text{O} \cdot x \text{MeO}$ при $750 - 770^\circ\text{C}$. Расплавы стекол $\text{CuO} \cdot x \text{P}_2\text{O}_5$ и $0,1 \text{K}_2\text{O} \cdot \text{Na}_2\text{O} \cdot 2 \text{B}_2\text{O}_3 \cdot 0,1 \text{P}_2\text{O}_5$ растекаются и смешиваются с образованием нерастворимых слабокристаллизующихся стекол в интервале температур $720 - 750^\circ\text{C}$. Стекла систем $0,1 \text{K}_2\text{O} \cdot \text{Na}_2\text{O} \cdot 2 \text{B}_2\text{O}_3 \cdot 0,1 \text{P}_2\text{O}_5$ также как и $\text{CuO} \cdot x \text{P}_2\text{O}_5$ растворяют оксидные пленки никеля, меди, железа.

Меднофосфористый сплав не смачивает поверхность алмаза и не растекается по ней, кривой угол смачивания 130° . Смачивание алмаза расплавом CuP улучшается легировании кремнием (0,8 – 1,5% масс.) и марганцем (0,5 – 1,2% масс.). Влияние параметров на характеристики связи представлены в таблице 3.

Таблица 3. Влияние параметров процесса изготовления на свойства связи. Температура спекания 750°C . (Ni-(Fe) – 55% масс.; остальное – CuP , стекло).

Давление прессования МПа	Твердость HRB (HRC)		
	Содержание стекла, % масс.		
	3	7	15
20	79	83	90
30	90	97	(25)
50	95	110	(27)

Постоянное существование в интервале температур и времен спекания расплава металла и стекла позволяет снизить давление прессования. Алмазometаллические композиционные материалы на металлокерамических связках $\text{CuP} - \text{Na}_2\text{O} \cdot \text{K}_2\text{O} \cdot \text{B}_2\text{O}_3 \cdot \text{P}_2\text{O}_5 \cdot x \text{MeO}$ не требует высоких температур спекания ($750 - 800^\circ\text{C}$), использования вакуумного оборудования ($1000 - 1100^\circ\text{C}$), специального прессового оборудования. Прочность композиционных материалов обеспечивается смачиванием стеклами металлов и смачиванием металлами и стеклами алмаза.

Металлокерамическая связка $\text{CuP} - \text{Ni(Fe)} - \text{стекло} - \text{алмаз}$ (АСН 10/14 – 40/28) благодаря высокой твердости и износостойкости, технологичности (низкие температуры спекания, низкие давления горячего прессования) позволяют изготавливать инструмент для обработки абразивных материалов как с природными, так и синтетическим алмазом. Связки этой

системы из-за низкой температуры спекания, высокой твердости заменяют связки на основе WC-Co с температурами спекания $1100 - 1200^\circ\text{C}$.

Инструмент, (карандаш алмазный для правки абразивных кругов ГОСТ 607-80, 3908-0092) на металлокерамической связке обрабатывает корунд (круг шлифовальный 24A25 СТ1К) с удельной производительностью $40 \text{ см}^3/\text{мг}$.

Список литературы: 1. Захаренко И.П. Основы алмазной обработки твердосплавного инструмента. – К.: Наукова думка, 1981. – 298 С. 2. Чеповецкий И.Х. Основы финишной алмазной обработки. – Киев: Наукова думка, 1980. – 468 С. 3. Галицкий В.Н., Куришук А.В., Муравский В.А. Алмазoабразивный инструмент на металлических связках для обработки твердого сплава и стали. – Киев: Наукова думка, 1986. – 144 С. 4. Кизиков Э.Д., Верник Е.Б., Кошевой И.С. Алмазometаллические композиции. – Киев: Техника, 1988. – 135 С. 5. Зайцев В.А., Кузей А.М., Францкевич А.В. Проектирование алмазoабразивного инструмента на металлокерамических связках. – Донецк: Сборник трудов VIII международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века».

Статья поступила в редакцию 22.05.2002 г.

РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ

Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Волошин В.Н., Самойленко А.В.
(НТУУ «КПИ», ТУ-София, г. Киев, г. Пловдив, Украина, Болгария)

Presented results joint scientifically-design developments of scientists of Ukraine and Bulgarias on making the new technological equipment for metal-cutting machine tools.

Конкурентоспособность автоматизированного оборудования для токарной обработки в значительной степени зависит от технологических возможностей, которые включают в себя: степень законченности получаемого продукта, производительность, возможность переналадки оборудования на производство другой детали, время и стоимость такой переналадки [1]. Эти показатели, кроме технического уровня оборудования, определяются используемой технологической оснасткой.

Одним из недостатков этого оборудования является узкий диапазон диаметров закрепляемых заготовок без переналадки, что существенно

ограничивает технологические возможности этого оборудования, требует наличия комплектов зажимных элементов (ЗЭ) или зажимных патронов (ЗП), приводит к дополнительным потерям времени на переналадку. Решение этой проблемы требует реализации непрерывной схемы охвата диапазона диаметров [2] и разрешения противоречий между необходимостью иметь большие перемещения ЗЭ и сохранением основных характеристик (силовых, жесткостных, точностных и т.д.). При сравнительно узком диапазоне закрепляемых заготовок, что характерно для прутковых работ, одним из путей обеспечения широкодиапазонности являются разработанные клиноплунжерные широкодиапазонные зажимные патроны (ШДЗП) [3], обеспечивающие охват всего рабочего диапазона зажимаемых прутков на станке (рис.1).



Рис.1. ШДЗП для зажима прутковых заготовок на АОТО

При широком диапазоне охвата заготовок реализация непрерывной схемы охвата влечет за собой некоторое усложнение конструкции ЗП. Применяемые на сегодня быстропереналаживаемые (вручную или автоматически) зажимные патроны (БПЗП) требуют комплектов ЗЭ, а при встраивании станков в комплексы, устройств накопления и быстрой смены ЗЭ, что делает их дорогими. Это требует создания новых структурных и конструктивно-компоновочных решений БПЗП за счет реализации новых способов переналадки.

Одним из таких способов является концентрация нескольких диапазонов зажимаемых заготовок в одном ЗЭ с последующим его позиционированием за счет поворота, перемещения, перемещения и поворота одновременно и т.д. [4], что обеспечивает охват всех типоразмеров партии заготовок одним или несколькими (двумя, тремя) комплектами ЗЭ. Для оценки мобильности, которая характеризует время перехода ЗП на другой типоразмер, разработаны имитационные модели процесса переналадки, которые учитывают тип ЗЭ, его ориентацию в пространстве и вид координатных движений при переналадке [5]. Одним из вариантов такого решения является создание БПЗП с многопрофильными ЗЭ в виде усеченной пирамиды (рис.2), экспериментальная силовая характеристика которого представлена на рис.3.

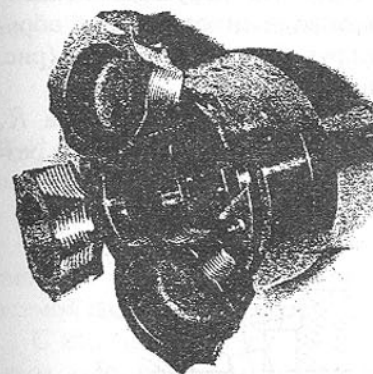


Рис.2. БПЗП плунжерного типа с многопрофильными ЗЭ

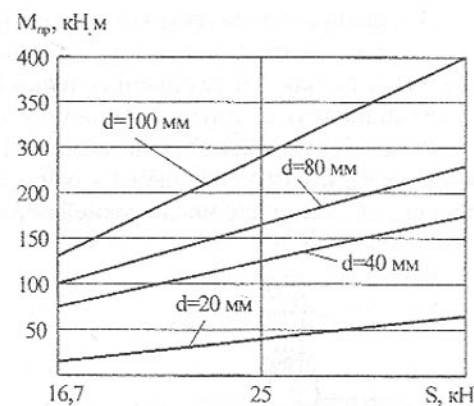


Рис.3. Графики зависимости момента прокручивания оправок различных диаметров от силы привода зажима

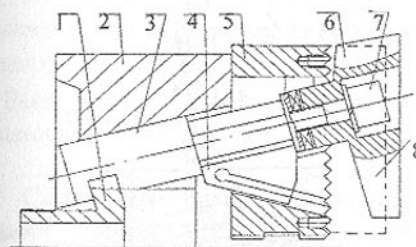


Рис. 4. Широкоуниверсальный зажимной патрон: 1—шток; 2—корпус; 3 — плунжер; 4—сухарь; 5—зажимной кулачек; 6—фасонный кулачок; 7 — винт; 8—сменный кулачок

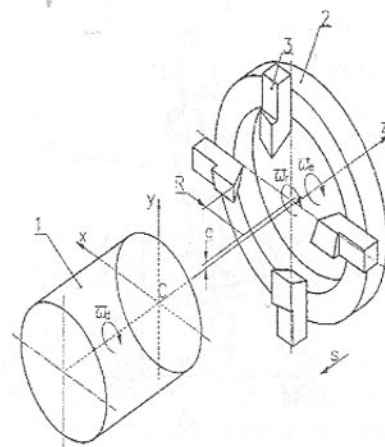
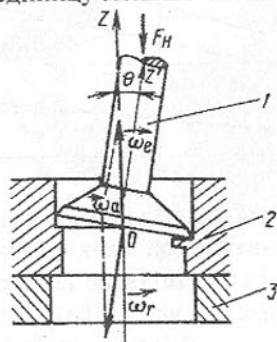


Рис. 5. Способ обработки наружных полигональных поверхностей: 1 — деталь; 2 — резцовая головка; 3 — резцы

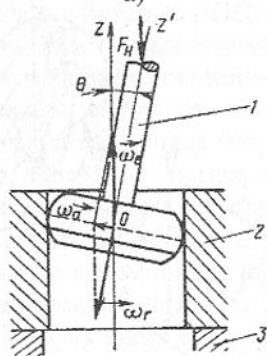
Для зажима прутков и штучных заготовок в широком диапазоне диаметров предлагается широкоуниверсальный зажимной патрон [6], представляющий комбинацию схем ЗП (рис.1 и 2) и содержащий две кинематические цепи — короткую с многопрофильными ЗЭ для зажима штучных заготовок и длинную для зажима прутковых заготовок.

Высокопроизводительный способ [8] обработки наружных полигональных поверхностей состоит в сочетании вращательных движений обрабатываемой детали 1 и резцовой головки 2 вокруг параллельных осей (рис. 5), отстоящих друг от друга на величину эксцентриситета e .

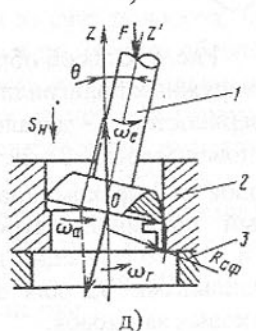
Резцы 3 закрепляются на резцовой головке 2 по кругу радиуса R , причем их вершины направлены к оси вращения головки. Количество резцов на единицу меньше числа граней обрабатываемой детали.



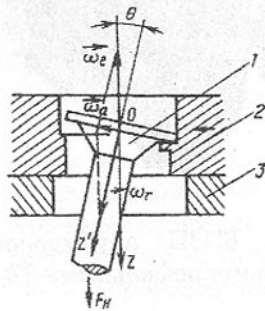
а)



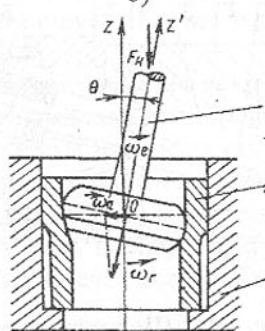
б)



в)



г)



д)

Рис. 6. Примеры реализации метода сферического прошивания и дорнования отверстий в виде кинематических схем резания и пластической деформации при: а — прошивании; б — протягивании; в — поверхностном дорновании; г — объемном дорновании; д — одновременном прошивании и дорновании

Обрабатываемая полигональная поверхность формируется в виде следа удлиненной гипоциклоиды:

$$\begin{cases} x(t) = e \cdot \cos[(\omega_d - \omega_e) \cdot t] + R \cdot \cos[(\omega_r - \omega_d + \omega_e) \cdot t] \\ y(t) = e \cdot \sin[(\omega_d - \omega_e) \cdot t] - R \cdot \sin[(\omega_r - \omega_d + \omega_e) \cdot t] \end{cases}$$

где $\omega_d = \text{const}$, $\omega_e = \text{const}$ и $\omega_r = \text{const}$ — частоты вращения соответственно детали 1, головки 2 вокруг своей оси и вокруг оси детали.

Подача S осуществляется вдоль оси детали.

Способ особенно предпочтителен для использования на токарных автоматах и полуавтоматах из-за наличия в них приводов вращения и независимой подачи инструмента.

С использованием системно-морфологического подхода разработаны схемы высокопроизводительной обработки отверстий с высокой точностью и низкой шероховатостью обработанной поверхности [7]. Выбранные лучшие альтернативные методы реализуются с помощью следующих движений инструмента при неподвижной заготовке (рис. 6): вращение вокруг оси отверстия с угловой скоростью ω_d ; вращение вокруг собственной оси, лежащей в одной плоскости с осью отверстия и пересекающей ее под небольшим углом θ , с угловой скоростью ω_r ; движение вдоль оси отверстия с подачей S_H и силой F_H .

Возможны аналогичные зеркальные варианты обработки отверстий во вращающихся заготовках [7].

Список литературы: 1. Васильев В.С. Конкурентоспособность продукции// Станки и инструмент. — 1992. — №10. — с.2. 2. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под. ред. Ю.Н. Кузнецова. — К.: Техника; София: Техника, 1988. — 222 с. 3. Кузнецов Ю.Н., Ахрамович В.Н. Широкодиапазонный зажимной патрон//Машиностроитель. — 1991. — №1. 4. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н. Принципы швидкого переналадження затискних патронів токарних верстатів// Тези доповідей II міжнародної конференції „Прогресивна техніка і технологія — 2001”, Київ — Севастополь, 2001, с.66. 5. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н. Матричні моделі способів переналадження затискних патронів токарних верстатів// Матеріали VI науково-технічної конференції ТДТУ ім. Івана Пулюя, Тернопіль, 2002. 6. Самоцентрівний патрон: патент України №43141А МПК7 В23В31/00 / Кузнецов Ю.М., Кузнецов С.Ю., Волошин В.Н. — Опубл. 15.11.2001, Бюл. №10. 7. Вачев А.А., Кузнецов Ю.Н. Параметры процесса и инструмент для сферического прошивания и дорнования отверстий// Технология и автоматизация машиностроения. — 1989. — №43. — с.18 — 26. 8. Спосіб обробки зовнішніх полігональних поверхонь та пристрій для його реалізації: патент Укра-

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПТИМАЛЬНОЙ ЦИФРОВОЙ ТРЕХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРИ БУКСОВАНИИ

Кузнецов Б.И., Соляник В.П., Чаусов А.А., Кузнецова Т.Б.,
Лобачев С.В. (УИПА, г. Харьков, Украина)

This article deals with the digital optimal control problems of oscillation dampening for electric mechanical systems 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 of blooming's main electric drive

В процессе работы блюмингов параметры процесса прокатки не остаются постоянными. Особенно сильно изменяется величина жесткости характеристики внешнего трения β_c . При исходных расчетах рассматривался случай, когда рабочая точка находилась на падающем участке характеристики внешнего трения, а величина β_c подбиралась из условия возникновения в разомкнутой системе незатухающих колебаний упругого момента, что соответствует режиму буксования валков блюминга. После захвата слитка и его нормальной прокатки система переходит на восходящий участок характеристики внешнего трения, что соответствует изменению знака жесткости характеристики внешнего трения β_c . Поэтому система управления должна сохранять работоспособность при изменении жесткости характеристики внешнего трения β_c в широких пределах.

Наличие упругих элементов в трансмиссиях и падающего участка на характеристике внешнего трения часто приводит к буксованию машин и возникновению при этом колебаний моментов и скоростей подвижных частей машин. Наиболее простой моделью трансмиссии такой машины является трехмассовая система с тремя сосредоточенными массами, представленными в виде момента инерции двигателя J_d , момента инерции редуктора J_p и момента инерции механизма J_m , соединенных упругими валами с коэффициентами жесткости C_1 и C_2 и с коэффициентами внутреннего вязкого трения β_1 и β_2 .

Введем вектор состояния $\bar{x}(t)$, компонентами которого являются скорость вращения механизма $\omega_m(t)$, момент упругости в тихоходном валу $M_{y2}(t)$, скорость вращения редуктора $\omega_p(t)$, момент упругости в быстроходном валу $M_{y1}(t)$, скорость вращения двигателя $\omega_d(t)$ и ток якоря $J_a(t)$ в следующем виде

$$\bar{x}(t) = \{\omega_m(t), M_{y2}(t), \omega_p(t), M_{y1}(t), \omega_d(t), J_a(t)\}^T$$

Тогда в уравнении состояния

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = A\bar{x}(t) + BU_{mn}(t) + FM_c(t) \quad (1)$$

матрицы состояния A , управления B и возмущения F примут следующий вид

$$A = \begin{bmatrix} \beta_c & \beta_2 & 1 & \beta_2 & & \\ J_M & J_M & J_M & & & \\ -C_2 & & C_2 & & & \\ \beta_2 & 1 & \beta_1 & \beta_2 & 1 & \beta_1 \\ J_p & J_p & J_p & J_p & J_p & J_p \\ & & C_1 & & -C_1 & \\ & & \beta_1 & 1 & \beta_1 & C\Phi \\ & & J_q & J_q & J_q & J_q \\ & & & C\Phi & 1 & 1 \\ & & & R_{яT_{я}} & T_{я} & R_{яT_{я}} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \\ \\ \\ \\ 1 \\ R_{яT_{я}} \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} 1 \\ J_M \\ \\ \\ \\ \end{bmatrix}$$

В этих уравнениях учтено наличие падающего участка в зависимости момента внешнего трения от скорости вращения с жесткостью β_c ;

$T_{я}$ - постоянная электромагнитная якорной цепи;

$C\Phi$ - конструктивная постоянная двигателя;

Современные системы управления электроприводами, как правило, реализуются на микропроцессорной элементной базе, с помощью которых выполняются также функции диагностики состояния, идентификации, адаптации, предварительной обработки и сглаживания входных сигналов и многие другие. Поэтому исходная непрерывная система становится дискретной

$$x_0(n+1) = A_0x_0(n) + B_0U_{\beta} + F_0M_c(n), \quad (2)$$

в которой матрицы состояния A_0 , управления B_0 и возмущения F_0 связаны с матрицами состояния A_n , управления B_n и возмущения F_n исходной непрерывной системы (1) следующими соотношениями:

$$A_0 = T + \frac{A_H T}{1!} + \frac{A_H^2 T^2}{2!} + \dots + \frac{A_H^K T^K}{K!},$$

$$B_0 = B_H T + B_H \frac{A_H T^2}{2!} + \dots + B_H \frac{A_H^{K-1} T^K}{K!},$$

$$F_0 = F_H T + F_H \frac{A_H T^2}{2!} + \dots + F_H \frac{A_H^{K-1} T^K}{K!},$$

где T -период дискретности работы ЭВМ.

Для снижения динамических нагрузок построим оптимальный регулятор. Для реализации астатического регулятора введем переменную состояния $z(n)$, для которой уравнение состояния запишем в следующем виде

$$z(n+1) = z(n) + \omega_3(n) - \omega_q(n), \quad (3)$$

что соответствует цифровому интегратору, на вход которого подается разность между заданным значением $\omega_3(n)$ скорости вращения и скоростью вращения двигателя $\omega_q(n)$. Рассмотрим расширенную систему, включающую исходную дискретную систему и цифровой интегратор

$$\tilde{x}(n+1) = \tilde{A}\tilde{x}(n) + \tilde{B}U_{ax}(n) + \tilde{B}_3\omega_3(n) + \tilde{F}M_C(n), \quad (4)$$

в которой матрица состояния $\tilde{A}$, управления $\tilde{B}$ по входному напряжению тиристорного преобразователя $U_{ax}(n)$, управления $\tilde{B}_3$ по заданной скорости вращения валков $\omega_3(n)$ и возмущения $\tilde{F}$ примут следующий вид

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} A & 1 \\ -C & 1 \end{bmatrix}, \quad \tilde{B} = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \tilde{B}_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad \tilde{F} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix},$$

где матрица C определяется следующим уравнением выхода $\omega_d(n) = C\tilde{x}(n)$.

Для реализации оптимального управления требуется полный вектор состояния системы. В трехмассовой цифровой системе для непосредственного измерения доступно напряжение на якровой цепи $U_a(k)$, ток якоря $J_a(k)$ и скорость вращения двигателя $\omega_d(k)$. Однако остальные переменные состояния – скорости редуктора $\omega_p(k)$ и валков $\omega_e(k)$, моменты упругости $M_{y1}(k)$ быстроходного и $M_{y2}(k)$ тихоходного валов недоступны для непосредственного измерения. Для восстановления этих непосредственно не измеряемых переменных состояния построим цифровой наблюдатель, входом которого является напряжение на якровой цепи двигателя $U_a(k)$, а измеряемыми выходами являются ток якоря $J_a(k)$ и скорость вращения двигателя $\omega_d(k)$. Заметим, что попытки создать упрощенный наблюдатель, входом которого является ток якоря $J_a(k)$, а измеряемым выходом является скорость вращения двигателя $\omega_d(k)$ приводила к неустойчивому наблюдателю и неустойчивой оптимальной цифровой системе, замкнутой через такой наблюдатель.

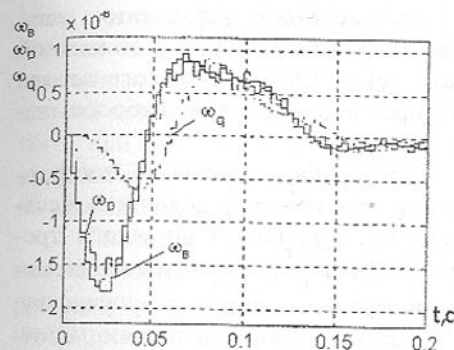
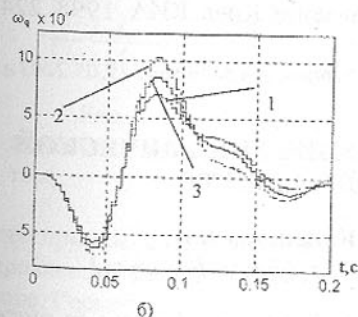
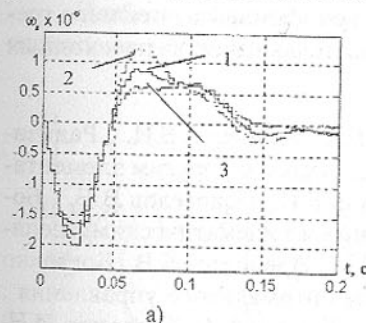


Рис. 1. Переходные процессы скорости вращения валков ω_e , редуктора ω_p и двигателя ω_d при набросе нагрузки в системе оптимального цифрового управления.

практически заканчиваются за 0,15 с.



В качестве примера рассмотрим главный электропривод обжимной клетки стана 950 Запорожского завода «Днепроспецсталь». В режиме буксования в системе возникают незатухающие колебания скоростей и упругих моментов частотой 13 гц. На рис.1 показаны переходные процессы скорости вращения валков ω_e , скорости вращения двигателя ω_d и скорости вращения редуктора ω_p в оптимальной цифровой системе управления главным электроприводом при набросе нагрузки. Как видно из этих графиков, переходные процессы в системе

В рассматриваемых системах оптимальные регуляторы и оптимальные наблюдатели были синтезированы для математической модели системы, соответствующей режиму буксования. После замыкания системы оптимальным регулятором с использованием оптимального наблюдателя проведены исследования переходных процессов системы при изменении жесткости характеристики внешнего трения β_e . Увеличение жесткости внешнего трения в десять раз и изменение знака жесткости характеристики внешнего трения β_e практически не приводит к изменению качества переходных процессов системы.

В качестве примера на рис.2 показаны переходные процессы скорости вращения валков ω_e – а) скорости вращения двигателя ω_d – б) и скорости вращения редуктора ω_p – в) в оптимальной

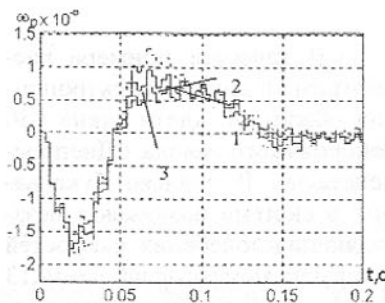


Рис.2 Переходные процессы скорости вращения валов $\omega_в$ - а), скорости вращения двигателя $\omega_д$ - б) и скорости вращения редуктора $\omega_р$ - в) при набросе нагрузки в оптимальной цифровой системе для трех значений коэффициента β_c : 1- $\beta_c=\beta_c^*$; 2- $\beta_c=10\beta_c^*$; 3- $\beta_c=-10\beta_c^*$

сохраняет работоспособность при изменении коэффициента внешнего трения β_c в широких пределах при высоких показателях качества переходных процессов.

Список литературы: 1. Александров Е.Е., Кузнецов Б.И., Радиевский А.Е. Оптимизация электромеханических систем с упругим элементом Харьков. Основа. 1995. 304 с. 2. Кузнецов Б.И., Новоселов В.В., Богаенко И.Н. Проектирование систем со сложными кинематическими цепями. Киев, техника. 1996. 282 с. 3. Кузнецов Б.И., Новоселов В.В., Богаенко И.Н. Проектирование многоканальных систем оптимального управления. Киев. Техника, 1993. 242 с. 4. Кузнецов Б.И., Худяев А.А., Богаенко И.Н. Многоканальные итерационные системы управления Киев. КИА. 1998. 224 с.

Статья поступила в редакцию 19.05.2002 г.

МЕТОДИКА И ПРИБОРНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСРОВКИ РОТОРОВ НА МЕСТЕ

Кузьмич К.К., Лобкова М.П., Кулешова А.В.

(Институт надежности машин НАНБ, г. Минск, Беларусь)

The procedure and instrumentation of a dynamic balancing of rotors in place designed and the means for its execution represented.

цифровой системе управления главным электроприводом обжимной клетки стана 950 Запорожского завода "Диспроспецсталь" при набросе нагрузки.

Переходные процессы построены для трех значений величины жесткости характеристики внешнего трения β_c : 1-номинального значения, соответствующего падающему участку; 2 - десятикратному значению, соответствующему падающему участку характеристики внешнего трения и 3-десятикратному значению, соответствующего возрастающему участку характеристики внешнего трения. Как видно из рисунка 2 система с синтезированными оптимальными регуляторами и оптимальными наблюдателями

Улучшение динамического качества изделий в первую очередь связано с уменьшением уровня вибраций и, прежде всего, вибраций, вызываемых неуравновешенностью вращающихся элементов. Анализ многочисленных исследований показывает, что доля погрешности, вносимая данной причиной в общий баланс вибраций, может достигать 80%. Кроме того, при высоких скоростях в результате неуравновешенности ротора возникают динамические нагрузки в опорах, что отрицательно сказывается на надежности всей роторной системы.

Снижение уровня вибраций, которые являются следствием неуравновешенности (дисбаланса) ротора, наиболее эффективно достигается балансировкой последнего. Данная операция может проводиться или на стационарном балансировочном оборудовании, или непосредственно на месте, т.е. на самом изделии, и ставит своей целью, во-первых, определение параметров дисбаланса (величины неуравновешенной массы и места её расположения), во-вторых - уменьшение имеющего места дисбаланса [1].

В настоящее время чаще всего производится статическая балансировка ротора, выполняемая на специальных опорах, дисках, ножах и т.д. Однако, данный способ балансировки характеризуется весьма низкой точностью, а также большими затратами времени на проведение операции, так как приходится выполнять разборку и сборку изделия.

Наиболее эффективным и производительным является способ балансировки на месте. Однако из-за отсутствия на заводах соответствующей

технологической оснастки и необходимого методического обеспечения данный способ применяется довольно редко.

Наиболее часто требуется динамическая балансировка для роторных систем, схема которых представлена на рис.1. При расче-

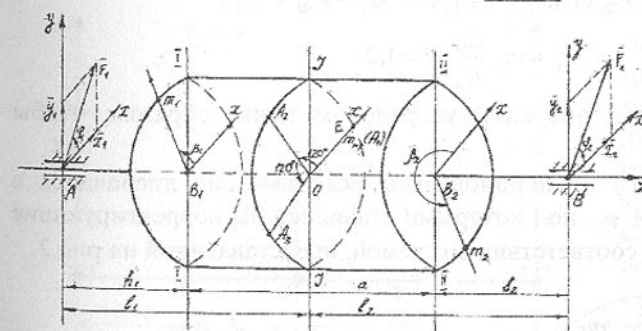


Рис.1. Схема для расчета параметров динамической неуравновешенности двухопорного ротора.

тах примем следующее: все углы откладываются в положительном направлении, т.е. против часовой стрелки, если смотреть с правого конца ротора. Геометрические размеры ротора указаны на рисунке.

В качестве метода определения угла и массы дисбаланса примем амплитудный метод трех пусков, для которого требуются наиболее простые средства измерения (индикатор амплитуды вибраций).

Последовательность динамической балансировки следующая. В точках A и B (рис.1) устанавливаются датчики для измерения амплитуд вибраций на частоте вращения ротора. На роторе в сечении $J-J$ через 120° размечаются точки A_1, A_2, A_3 для установки пробных масс (угол отсчитывается против часовой стрелки, если смотреть с правого конца вала).

В сечении $J-J$ выбирается произвольная точка и в ней ставится метка E . Включается вращение ротора и измеряются амплитуды колебаний E_{01} и E_{02} (без пробной массы) на левой и правой опорах. Затем в точку A_1 ставится пробная масса m_{np} . Включается вращение ротора и замеряются амплитуды колебаний E_{11} и E_{12} (с пробной массой) на левой и правой опорах. После этого пробная масса переставляется в точку A_2 . Замеряются амплитуды колебаний E_{21} и E_{22} на левой и правой опорах. Затем пробная масса переставляется в точку A_3 и замеряются амплитуды E_{31} и E_{32} . Согласно теории определения корректирующих масс вычисляются величины [2,3]:

$$\alpha_i = \arctg(\sqrt{3} \frac{E_{3i}^2 - E_{2i}^2}{2E_{1i}^2 - E_{2i}^2 - E_{3i}^2}),$$

$$E_{ni} = -E_{0i} \cos \alpha_i + \sqrt{E_{0i}^2 \cos^2 \alpha_i - E_{0i}^2 + E_{1i}^2},$$

$$F_i = m_r \frac{E_{0i}}{E_{ni}}, i=1,2.$$

Значения амплитуд вибраций упорядочим таким образом, чтобы $E_{1i} > E_{3i} > E_{2i}, i=1,2$.

Величины F_1 и F_2 пропорциональны реакциям сил дисбаланса в точках A и B углы φ_1 и φ_2 , под которыми ставились бы корректирующие массы, определяются в соответствии со схемой, представленной на рис.2.

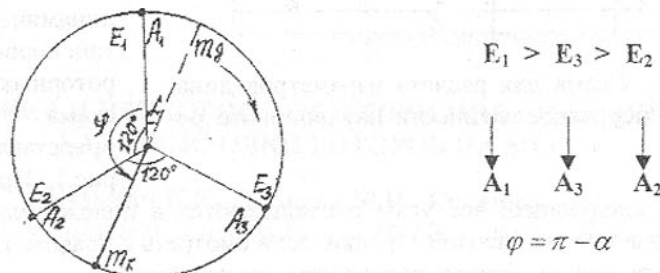


Рис.2. Схема определения углов коррекции

Проекции корректирующих сил дисбаланса на оси OX и OY (численно равные корректирующим массам) вычисляются по формулам:

$$U_1 = I_2 F_1 \cdot \cos \varphi_1 / (I_1 + I_2),$$

$$U_1 = I_2 F_1 \cdot \sin \varphi_1 / (I_1 + I_2) \quad \text{- на левой опоре и}$$

$$U_2 = I_1 F_2 \cdot \cos \varphi_2 / (I_1 + I_2),$$

$$U_2 = I_1 F_2 \cdot \sin \varphi_2 / (I_1 + I_2) \quad \text{- на правой опоре.}$$

Переноса действия корректирующих сил в сечения $I-I$ и $II-II$, получим величины проекций на оси OX и OY :

$$x_1 = ((a + h_1)u_1 - h_2 u_2) / a,$$

$$y_1 = ((a + h_1)u_1 - h_2 u_2) / a \quad \text{- на левой опоре и}$$

$$x_2 = (-h_1 u_1 + (a + h_2)u_2) / a,$$

$$y_2 = (-h_1 u_1 + (a + h_2)u_2) / a \quad \text{- на правой опоре.}$$

Окончательно корректирующие массы m_i и углы коррекции β_i находятся по формулам:

$$m_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}, \beta_1 = \arctg \frac{y_1}{x_1},$$

$$m_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}, \beta_2 = \arctg \frac{y_2}{x_2}.$$

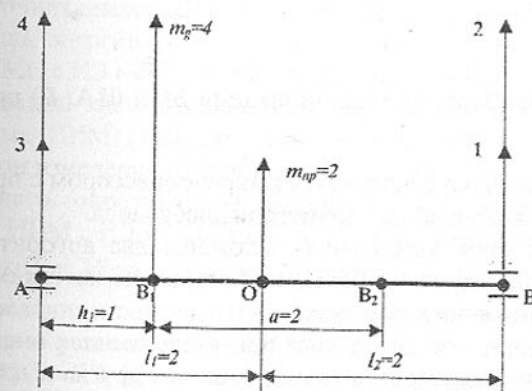


Рис.3. Расчетная схема ротора для тестового примера балансировки.

В этом примере пробная масса $m_{np}=2$, геометрические размеры $l_1=2, l_2=2, a=2, h_1=1$.

По данному алгоритму разработана программа расчета корректирующих масс и углов установки. Программа разработана на языках «Бейсик» и «Паскаль» и может использоваться в различных вычислительных средствах.

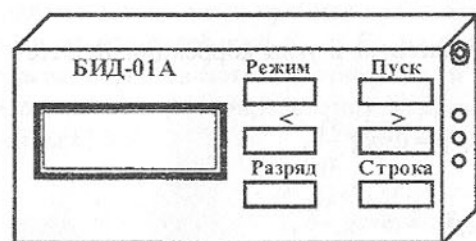
Для проверки (отладки) программы рекомендуется перед работой запустить тестовый пример, рис.3. В

Предполагается, что в точке B_1 имеется дисбаланс с массой $m_g = 4$. Если в точке O ставится пробная масса $m_n = 2$, то можно видеть, что значения измеренных амплитуд в точках A и B будут равны, соответственно:

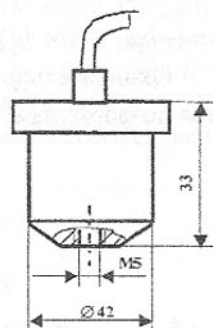
$$E_{01} = 3; E_{11} = 4; E_{21} = 2.645; E_{31} = 2.645, \\ E_{02} = 1; E_{12} = 2; E_{22} = 1; E_{32} = 1.$$

Для практического выполнения операции балансировки разработан блок индикации и вычислений параметров дисбаланса БИД-01А, который предназначен для вычисления параметров дисбаланса при выполнении операций балансировки элементов технологического оборудования на месте без разборки, в полевых и цеховых условиях.

Блок БИД-01А (рис.4) состоит из блока индикации и вычислений и преобразователя вибрации. Питание блока индикации и вычислений автономное от аккумулятора или батарейки.



а)



б)

Рис. 4. Внешний вид прибора: а) блок индикации БИД-01А; б) преобразователь вибраций

Управление работой блока осуществляется микропроцессором с программным обеспечением для вычисления параметров дисбаланса.

В микропроцессорный блок вычислений заложены два алгоритма измерения и вычисления параметров дисбаланса. Алгоритмы не взаимосвязаны и работают автономно в двух режимах:

- режим вычисления параметров дисбаланса при вводе данных оператором с клавиатуры. При этом режиме можно пользоваться другими средствами измерения амплитуды вибраций;
- режим вычисления параметров дисбаланса при полуавтоматическом вводе данных от преобразователя вибраций.

При двух режимах балансировка выполняется амплитудным методом трёх пусков с пробной массой.

Список литературы: 1. Вибрации в технике. Справочник. Под ред. К.В. Фролова, т.6 – М.: Машиностроение, 1981. – 455с. 2. Основы балансировочной техники. Под ред. В.А. Щепетильникова. т.1 – М.: Машиностроение, 1975. – 521с. 3. Левит М.Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. – М.: Машиностроение, 1986. – 248с.

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

МЕТОДИКА ПОЛУЧЕНИЯ ВЫХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ - ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – ПРИЕМНИК ЭНЕРГИИ

Куница А.В. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

Each system element a source of energy - inertia-pulsed mechanical system - receiver of energy possesses its input and output features, which must be coordinated between itself in that order, in which on he are transported and transformed energy. Strategy of reception of output feature of specified above system it is founded on use the mechanical feature of source of energy, canonical feature inertia-pulsed mechanical system, required importances of parameters of technological process.

Разработку методики получения выходной характеристики системы источник энергии – инерционно-импульсная механическая система – приемник энергии (ИЭ – ИИМС – ПЭ) начнем с анализа взаимодействий ИИМС с ИЭ и ПЭ. Рассмотрение выполним в предположении, что нам уже известны каноническая характеристика инерционно-импульсного механизма (ИИМ) [1,2], скоростная механическая характеристика ИЭ [1] и диапазон изменения численных значений силовых и скоростных факторов полезного сопротивления технологического процесса. Анализ взаимодействия ИИМС с ИЭ и ПЭ сводится к исследованию взаимодействия их силовых факторов. Изначально неизвестна частота вращения $\dot{\phi}_j$ ИЭ в зависимости от величины передаточного отношения, при которой каждый раз будет наступать установившейся режим трансформации момента в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ. По этой причине нет возможности однозначного численного определения входного M_1 и выходного момента M_2 ИИМ по полученным зависимостям его канонических характеристик.

С целью выявления частоты вращения $\dot{\phi}_j$ ИЭ, при анализе необходимо параллельно следить и за взаимодействием, отражаемым коэффициентами $\lambda_{1j}, \lambda_{2j}, \lambda_{dj}, \lambda_{cj}$ (рис.1). Коэффициенты $\lambda_{1j}, \lambda_{2j}, \lambda_{dj}, \lambda_{cj}$ получены

путем соответствующего деления численных значений M_1 , момента M_d ИЭ, M_2 , момента M_c сопротивления технологического процесса на квадрат частоты вращения $\dot{\theta}_j$ ИЭ, при которой в системе ИЭ – ИИМС – ПЭ наступит установившийся режим и будут одновременно выполняться равенства: $\lambda_{1j} = \lambda_{dj}$ и $\lambda_{2j} = \lambda_{cj}$. Этими равенствами фактически обеспечивается параметрическое согласование между собой элементов системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, т.к. по размерности λ_{1j} , λ_{dj} , λ_{2j} , λ_{cj} являются моментами инерции. Численное значение частоты вращения $\dot{\theta}_j$, для выполнения указанных выше равенств, определяется посредством рис.1 Вследствие того, что каждый ИЭ имеет свою механическую характеристику, то, при одном и том же ИИМ, каждый ИЭ будет иметь свою частоту вращения $\dot{\theta}_j$, при которой будут выполняться указанные равенства, и передаточное отношение i . Определение численного значения $\dot{\theta}_j$ позволяет однозначно рассчитать численные значения моментов ИИМ $M_{1j} = \lambda_{1j} \dot{\theta}_j^2 = M_{dj} = \lambda_{dj} \dot{\theta}_j^2$ и $M_{2j} = \lambda_{2j} \dot{\theta}_j^2 = M_{cj} = \lambda_{cj} \dot{\theta}_j^2$. Это определяет частоту вращения выходного звена, что позволяет построить выходную характеристику системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

Проясним высказанное на примере ИИМ Хоббса [3]. Для этого сначала построим в одинаковых масштабах графические изображения изменения коэффициентов λ_1 входного M_1 и λ_2 выходного M_2 моментов (рис. 1, соответственно кривые 2 и 1), полученных на основе канонической характеристики конкретного ИИМ, при единичном значении частоты вращения $\dot{\theta}$ ИЭ, и коэффициента λ_d (кривая 3) момента M_d ИЭ, полученного на основе известной его механической характеристики. При этом кривая 2 коэффициента λ_1 входного момента M_1 ИИМ построена, для удобства выполнения будущего анализа, как минус λ_1 (рис. 1).

Пусть ИЭ работает на внешней скоростной механической характеристике, изображенной соответственно посредством кривой 3 коэффициента λ_d (рис. 1), и его частота вращения минимальна в данный момент времени. Допустим, что ИИМС установлена на автомобиле.

Дальнейшее изложение взаимодействия элементов системы ИЭ – ИИМС – ПЭ основано на анализе взаимодействия коэффициентов λ_1 , λ_d , λ_2 , λ_c , являющихся тенью моментов. Ведь в реальной ИИМС в действительности будет происходить взаимодействие моментов M_1 , M_d , M_2 , M_c . Поэтому в дальнейшем в тексте чаще всего на первом месте будет символ момента, а в скобках, - соответствующего ему коэффициента.

Пусть начинается процесс трогания автомобиля. Тогда момент сопротивления его движению близок к максимальному значению M_{cmax} и по

по абсолютной величине равен значению $M_{c1}(\lambda_{c1})$ (рис. 1). Зная величину момента автомобиля M_{c1} отложим коэффициент λ_{c1} на линии 1. Это определит величину передаточного отношения и коэффициента для установившегося режима работы системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

Но в этот момент времени на выходе ИИМ передаточное отношение и мощность равны пока нулю. Желая преодолеть момент M_{c1} , увеличиваем подачу топлива и вырабатываемую мощность ДВС, которая в какой-то период времени расходуется на увеличение частоты вращения ИЭ. Это приводит, в соответствии с аналитическими зависимостями канонических характеристик ИИМ, к увеличению выходного момента M_2 ИИМ.

При определенном значении частоты вращения $\dot{\theta}_j$ ИЭ, ИИМ Хоббса создает выходной момент $M'_{21}(\lambda_{c1})$ какой-то такой величины, который сможет преодолеть $M_{c1}(\lambda_{c1})$, и автомобиль тронется с места.

Трогание автомобиля произойдет плавно. В ином случае, если M_{c1} будет иметь много меньшее значение (пропорционально меньшие значения будут иметь и коэффициенты λ_{c1}), чем показано на рис. 1, то плавное трогание автомобиля произойдет при меньшей частоте вращения $\dot{\theta}$ ИЭ или меньшей подаче топлива. Трогание автомобиля начнется при значении передаточного отношения близкого к нулю, который будет увеличиваться во время неустановившихся режимов трансформации до тех пор, пока режим трансформации не станет установившимся.

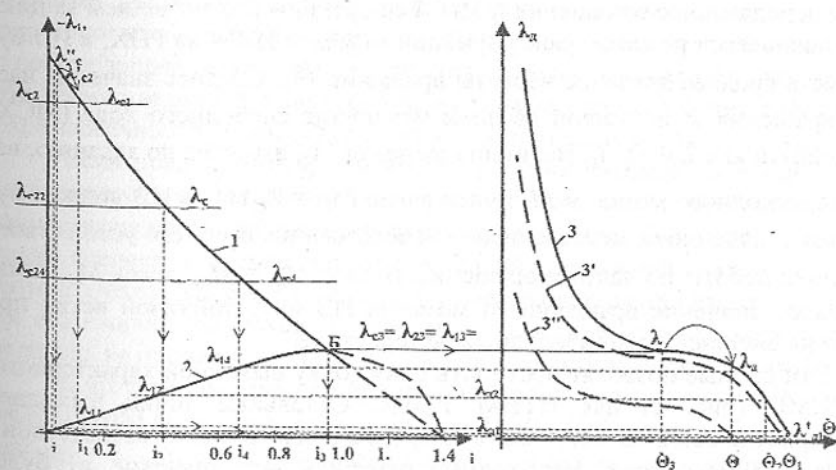


Рис. 1. Анализ взаимодействия моментов инерционно-импульсного механизма, работающего как ИТВМ 1 рода, источника энергии на режиме прямого хода посредством их коэффициентов

В момент трогания автомобиля передаточное отношение ИИМ равно i' . Таким значениям передаточного отношения i' и выходного момента $M'_{21}(\lambda'_{21})$ ИИМ будет неизбежно соответствовать значение его входного момента $M'_{11}(\lambda'_{11})$ (рис. 1, кривая 2). В соответствии с этим, рабочая точка ИЭ по моменту будет иметь определенное значение, которое обозначим $M'_d(\lambda'_{d1})$ (кривая 3, рис. 1). Взаимодействие моментов M'_{c1} , M'_{21} , M'_{11} , M'_d однозначно определит коэффициенты λ_{1j} , λ_{2j} , λ_{dj} , λ_{cj} , а самое главное, определит и ту рабочую частоту вращения Θ_j ИЭ, которая обеспечит соответствующее их равновесие между собой.

Некоторое время момент $M'_{21}(\lambda'_{21})$ будет больше $M'_{c1}(\lambda_{c1})$, при той же подаче топлива, и автомобиль будет продолжать разгоняться, а передаточное отношение ИИМ будет расти. Это приведет к тому, что $M'_{21}(\lambda'_{21})$ будет уменьшаться, передаточное отношение, - расти, момент $M'_{11}(\lambda'_{11})$, - увеличиваться, а частота $\dot{\phi}$, - уменьшаться. Так будет продолжаться до тех пор, пока моменты $M'_{c1}(\lambda'_{c1})$ и $M'_{21}(\lambda'_{21})$ не сравняются и не наступит установившийся режим совместной работы ИЭ, ИИМС и ПЭ. Это не может не привести к установившемуся совместному режиму работы ИИМ и ИЭ, если на его скоростной механической характеристике будет найдена точка с частотой вращения $\dot{\phi}_1$ и величиной $M_{д1}(\lambda_{д1})$, численно равной значению $M_{11}(\lambda_{11})$ (рис. 1), т.е. когда наступит равенство $\lambda_{д1} = \lambda_{11}$.

При этом $M_{11} = \lambda_{11} \dot{\theta}_1^2$ и $M_{11} = M_{д1}$, и в итоге будет реализовано какое-то передаточное отношение i_1 ИИМ со средним его значением за цикл установившегося режима трансформации момента ИИМ на РПХ, а ИЭ будет иметь среднее значение частоты вращения $\dot{\theta}_1$. Среднее значение частоты вращения $\dot{\varepsilon}$ наружной обоймы механизма свободного хода (МСХ) определится как $\dot{\varepsilon} = \dot{\theta}_1 \cdot i_1$. Величина момента $M_{с1}$ известна по заданию, величина выходного момента M_2 будет равна $M_{21} = \lambda_{21} \dot{\theta}_1^2$, а ИЭ должен будет иметь значение момента, с целью использования всего его устойчивого диапазона работы по частоте вращения, равное $M_{д1} = M_{ев}$, здесь $M_{ев}$ — минимальное значение вращающего момента ИЭ на устойчивой ветви при работе на внешней механической характеристике.

Эти данные позволяют построить одну точку выходной характеристики ИИМС (рис. 2) для ИТВМ 1 рода. Остальные точки выходной характеристики ИИМС могут быть получены аналогично, в соответствии с изложенной методикой. Необходимо отметить, что значение $\dot{\epsilon}_1$ будет средним значением частоты вращения выходного звена ИИМС только при реализации устойчивых установившихся режимов трансформации момента ИИМ и работе ИЭ на внешней скоростной механической характеристике.

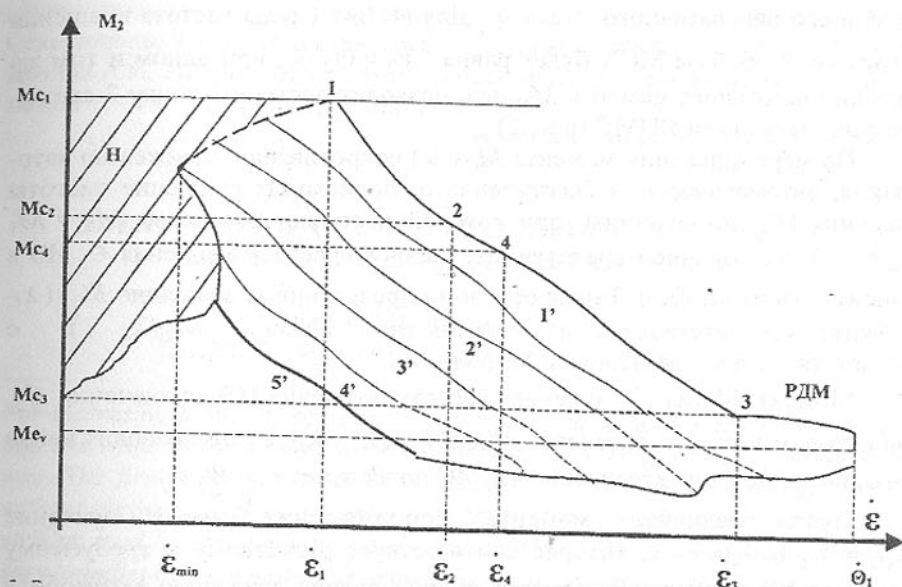


Рис. 2. Выходная характеристика ИИМС инерционно-импульсный механизм которой работает как ИТВМ 1 рода на режиме прямого хода

Изменение частоты вращения выходного звена от нуля до $\dot{\epsilon}_1$ при трогании автомобиля сопровождается неустойчивыми режимами трансформации момента ИИМ и работой ИЭ сначала на его неустойчивой ветви с последующим переходом на устойчивую ветвь, т.к. водитель вынужден в это время увеличивать подачу топлива, из-за чего ИЭ будет работать на ряде частичных внешних скоростных механических характеристиках.

Если предположить, что после трогания автомобиля величина момента сопротивления M_C движению автомобиля уменьшится (что соответствует, чаще всего, действительности) до величины $M_{C2}(\lambda_{C2})$ (см. рис. 1), то тогда среднее значение частоты вращения наружной обоймы $\dot{\epsilon}$ МСХ автоматически и бесступенчато будут увеличиваться при работе ИЭ на той же его скоростной механической характеристике (при условии, что уже водитель не производит никаких действий по управлению работой ИЭ).

В этот период времени будет происходить неустановившийся режим работы ИИМ до тех пор, пока величина $M_{C2}(\lambda_{C2})$ не станет равной $M_{22}(\lambda_{22})$, или $\lambda_{C2} = \lambda_{22}$, и, одновременно, до тех пор, пока частота вращения ИЭ не станет равной $\dot{\Theta}_2$, при которой величина $M_{J2}(\lambda_{J2})$ не станет равной $M_{12}(\lambda_{12})$, т.е. $\lambda_{J2} = \lambda_{12}$. После чего наступит установившийся режим работы ИИМС с каким-то средним значением частоты вращения выходного звена

ИИМ и его передаточного числа i_2 . Для ИТВМ 1 рода частота вращения $\dot{\epsilon}_2$ наружной обоймы МСХ будет равна $\dot{\epsilon}_2 = \dot{\Theta}_2 \cdot i_2$, при одном и том же значении выходного момента M_{22} , что позволит построить точку 2 выходной характеристики ИИМС (рис. 2).

По мере снижения момента $M_C(\lambda_C)$ сопротивления движению автомобиля, автоматически и бесступенчато, происходит снижение частоты вращения ИЭ до величины, при которой наступает равенство $M_D = M_1$ ($\lambda_D = \lambda_1$), однозначно определяющее рабочую частоту вращения Θ_j ИЭ в зависимости от $M_C(\lambda_C)$. Таким образом определенному значению $M_{Cj}(\lambda_{Cj})$ будет соответствовать и определённое значение $M_{2j}(\lambda_{2j})$ с соответствующими значениями M_{1j} , M_{Dj} и i_j .

Момент $M_{1j}(\lambda_{1j})$ изменяет частоту вращения ИЭ до значения $\dot{\Theta}_j$, при котором наступит равенство $M_{1j} = M_{Dj}$ ($\lambda_{1j} = \lambda_{Dj}$). Это позволит найти точки выходной характеристики ИИМС по частоте: $\dot{\epsilon}_j = \dot{\Theta}_j \cdot i_j$.

Пусть величина момента сопротивления имеет значение $M_{C3} = M_{13}(\lambda_{C3} = \lambda_{13})$, которое соответствует расчётному и требуемому максимальному значению момента сопротивления движению автомобиля на режиме динамической муфты (РДМ). Режим трансформации момента в ИИМС закончится и наступит РДМ. В этом случае $i_3 = 1$, $\dot{\Theta}_3 = \dot{\epsilon}_3$, а $|M_{C3}| = |M_{23}| = |M_{D3}| = |M_{13}|$, т.е. $\lambda_{C3} = \lambda_{23} = \lambda_{D3} = \lambda_{13}$.

С целью максимального использования устойчивого скоростного диапазона ИЭ параметры ИИМ желательно подбирать так, чтобы при передаточном отношении $i=1$, одновременно выполнялись равенства $|M_{C3}| = |M_{23}| = |M_{e\max}| = |M_{13}|$, что нашло свое отображение на рис. 1. При этом $\lambda_{C3} = \lambda_{23} = \lambda_{13} = \lambda_{D3}$. Это дает возможность построить крайнюю слева точку выходной характеристики (точка 3 на рис. 2), соответствующую РДМ. Крайней справа точкой выходной характеристики ИИМС на РДМ будет точка, соответствующая значению частоты вращения $\dot{\Theta}_1$ и вращающему моменту M_1 ИЭ, т.е. $\dot{\epsilon}_{\max} = \dot{\Theta}_1$, а $M_{2\min} = M_{eV}$.

В итоге получим внешнюю выходную характеристику ИИМС, отражающую согласованное взаимодействие между собой ИИМ, ИЭ и ПЭ с автоматическим и бесступенчатым изменением выходного момента в соответствии с изменением момента сопротивления от M_{C1} до M_{C3} .

Список литературы: 1. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. —Л.: Машиностроение, 1975. — 480 с. 2. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ прямого хода/ Сб. тр. международн.

научн.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С. 128 – 131 с. 3. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. – М.: Машиностроение, 1978. – 224с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЕ УПРОЧНЕНИЕ ВНУТРЕННИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Лапшин С.П., Проволоцкий А.Е.
(НИИСТ НМетАУ, г. Днепропетровск, Украина)

For increasing longevity of internal surfaces of pipes both with chrome covering, and without it is offered to inflict laminated covering by the electro erosion way. The first layer must ensure increasing of corrosion stability on details without chrome covering or enlarge stability from cracking chromium under striking load for details with the chrome substrate. The second layer is necessary to inflict by such materials, which decrease a wear-out of friction.

Внутренние поверхности цилиндров из хромоникелевомолибденовых сталей, работающие в экстремальных условиях (большие перепады давлений и агрессивные среды), имеют ограниченный срок эксплуатации. Для повышения износостойкости цилиндров был исследован механизм разрушения и разработан способ повышения их долговечности.

1. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА РАЗРУШЕНИЯ

Цилиндры, как с хромоникелевым покрытием внутренних поверхностей, так и без него, изношенные до потери эксплуатационных свойств, были порезаны на образцы для металлографического анализа и определения механизма разрушения. Металлографический анализ выполнялся способами оптической микроскопии (микроскоп АКЦИОМАТ, структурный анализатор ЭПИКВАНТ, Германия). Идентификация фаз производилась методом микрорентгеноспектрального анализа (РСМА КАМЕКА, Франция). Детальные металлографические исследования и фратографический анализ осуществляли на растровом электронном микроскопе фирмы Джеол (Япония).

1.1 Исследование цилиндров без хромового покрытия внутренней поверхности

Установлено наличие на внутренней цилиндрической поверхности слабо травящейся зоны (белого слоя), имеющего непрерывный характер толщиной 40-42 мкм. Микротвердость белого слоя составляет 610-680 НВ, микротвердость внутренних слоев 403-433 НВ. Содержание основных хи-

мических элементов (Fe, Cr, Ni, Mo, W) одинаково. Это свидетельствует о том, что белый слой является результатом происходящего при работе нагрета внутренней цилиндрической поверхности и ее самозакалки.

Анализ рабочей среды показал, что при нагреве стали процесс ее самозакалки может накладываться диффузия углерода, азота, водорода, кислорода, а также отдельных галогенов. Так как микрорентгеноспектральный анализ не выявил наличие галогеносодержащих соединений и нитридных фаз, то можно сделать заключение о преимущественном влиянии на долговечность цилиндров углерода и кислорода. Это подтверждается исследованием избыточных фаз, образующихся на внутренней поверхности детали.

Микрорентгеноспектральный анализ показал присутствие цементитной фазы, свидетельствующей о поверхностном науглероживании стали, а также на поверхности обнаружены оксиды хрома, железа и кремния. Учитывая, что перечисленные элементы являются легирующими компонентами стали и не входят в состав среды, наличие оксидов объясняется лишь процессами избирательного окисления слоев, прилегающих к рабочей поверхности детали.

В структуре металла поверхностной зоны выявлены распространяющиеся от поверхности вглубь изделия "ручьи" избирательной коррозии. Глубина их проникновения в металл больше толщины белого слоя и достигает 350 мкм. Разрушение поверхности детали идет преимущественно по участкам межкристаллической коррозии (рис. 1.1а). Начало коррозионных процессов разрушения внутренней поверхности детали происходит по границам первичных зерен (рис. 1.1б). На это указывает наблюдаемая с помощью растровой электронной микроскопии на внутренней поверхности детали характерная коррозионная сетка, напоминающая первичную структуру (рис. 1.2).

Отсутствие данного вида эрозии на внешней поверхности детали однозначно свидетельствует о том, что явление обусловлено процессами, происходящими во внутренней полости детали при эксплуатации изделий.

1.2. Исследование деталей с внутренним хромовым гальваническим покрытием

На внутренней поверхности детали имеется белый слой с четко выраженной линией раздела от металла внутренних слоев.

Микротвердость белого слоя 1000 НВ, внутренних слоев существенно меньше – 350-375 НВ. В наиболее нагруженных участках встречаются области, в которых белый слой полностью отсутствует. Белый слой деталей покрыт густой сеткой мелких трещин. Проведенный микрорентгеноспектральный анализ показал, что белый слой представляет собой высокохромистую фазу, в которой присутствует незначительное количество железа.

Из чего следует, что данный слой является частично разрушенным в ходе эксплуатации защитным хромовым покрытием.

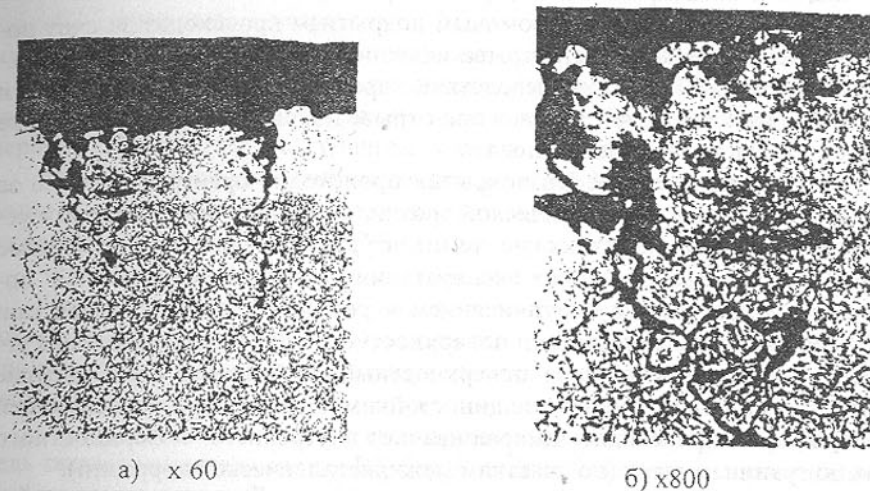


Рис. 1.1 Межкристаллитное разрушение поверхности цилиндра без хромового покрытия

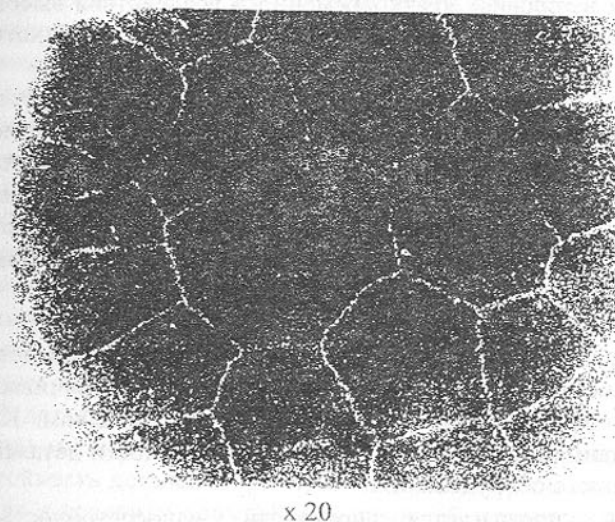


Рис. 1.2 Рабочая поверхность цилиндра без хромового покрытия

1.3. Выводы

Выявлено, что преимущественный механизм разрушения поверхностей изделий без покрытия и с покрытием различен.

Разрушение деталей с хромовым покрытием происходит за счет постепенного растрескивания и отрыва защитного хромового покрытия и основного металла. При этом, вследствие хорошего сцепления покрытия и основного металла, в ряде случаев при отрыве покрытия происходит также вынос металла из глубинных слоев.

Разрушение деталей без покрытия происходит преимущественно за счет процессов межкристаллической эрозии, обусловленных жесткими условиями эксплуатации (высокие температуры, давление и агрессивные среды). На начальных стадиях эксплуатации разрушение внутренней поверхности определяется охрупчиванием в результате происходящей при нагружении детали самозакалки поверхностного слоя и насыщения его углеродом. В результате этого поверхностный слой теряет свои упругие свойства и становится менее трещиностойким. Поэтому при последующей эксплуатации происходит выкрашивание внутреннего поверхностного слоя по границам зерен (по участкам межкристаллической коррозии).

2. ВЫБОР МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ.

По литературным данным известно [1,2], что одним из наиболее перспективных методов повышения долговечности стальных деталей, эксплуатируемых в условиях кратковременного воздействия высокой температуры, давления и трения, является способ электроэрозионного упрочнения.

Процесс электроэрозионного упрочнения основан на использовании действия электрического импульсного разряда, проходящего между электродами, в результате протекания которого наблюдается направленный выброс материала анода (электрода-инструмента) и внедрение его в поверхность упрочняемой детали. Кроме легирования поверхностного слоя упрочняемой детали, происходит его микрозакалка, так как температура в зоне электрического импульсного разряда, протекающего со скоростью 10^{-5} с, составляет 10000 С.

Этот метод позволяет насыщать поверхностный слой деталей практически любыми токопроводящими материалами и обеспечивает высокую сцепляемость поверхностного слоя с основным металлом. Кроме того, применение данного способа повышения долговечности деталей не требует дорогостоящего оборудования.

Поэтому предлагается повышать износостойкость деталей электроэрозионным методом.

2.1. Выбор материала для электроэрозионного упрочнения

Проведены исследования образцов, упрочненных электроэрозионным методом легированными сталями и твердыми сплавами.

С помощью микрозонда MS-46 "Камска" был проведен металлографический и качественный рентгеноспектральный анализ.

Металлографический анализ показал, что в основном слое очень неравномерные, с неметаллическими включениями. Внешние границы слоя неровные, рваные, иногда трещины доходят до основного металла.

Кривые распределения элементов в легированном слое и при обработке образцов наиболее перспективными материалами - Ni представлены на рис.2.1; Ni и W + Co на рис.2.2.

2.2. Определение оптимального покрытия.

Для легирования были выбраны материалы, при упрочнении которыми обеспечивается проникновение металла в упрочняемый слой, взаимное проникновение упрочняющих материалов, их высокая теплопроводность и теплоустойчивость.

Покрытия, нанесенные электроэрозионным способом, в первую очередь такими материалами, как ВК-8 и W + Co, обеспечивают значительное повышение износостойкости деталей, работающих в условиях трения, но не повышают их долговечности при коррозионном механизме разрушения. Поэтому покрытие надо нанести многослойное.

Материал первого слоя должен обеспечить создание коррозионной защиты. Предпочтительным является использование Ni, обеспечивающего более равномерное по толщине покрытие.

Для повышения долговечности изделий была выбрана следующая методика электроэрозионного нанесения покрытия. Покрытие наносится несколькими слоями на деталь, как с хромовой подложкой, так и без нее.

Первый слой - Ni (для повышения коррозионной стойкости деталей без хромовой подложки и увеличения трещиностойкости хрома при ударных нагрузках для деталей с хромовой подложкой).

Второй слой - сплав ВК-8 или W + Co (уменьшение износа трения).

Предложенная методика опробована при упрочнении различных деталей, которые испытаны в широком диапазоне эксплуатационных условий. Результаты испытаний показали, что электроэрозионное упрочнение поверхностей деталей без хромовой подложки может дать положительные результаты при высокой плотности покрытия с первичным никелевым слоем. Износостойкость деталей с хромовой подложкой, работающих в агрессивных средах в условиях повышенных давлений и температур, с учетом высокой растворимости никеля в хроме повышается в 1,8-2,2 раза.

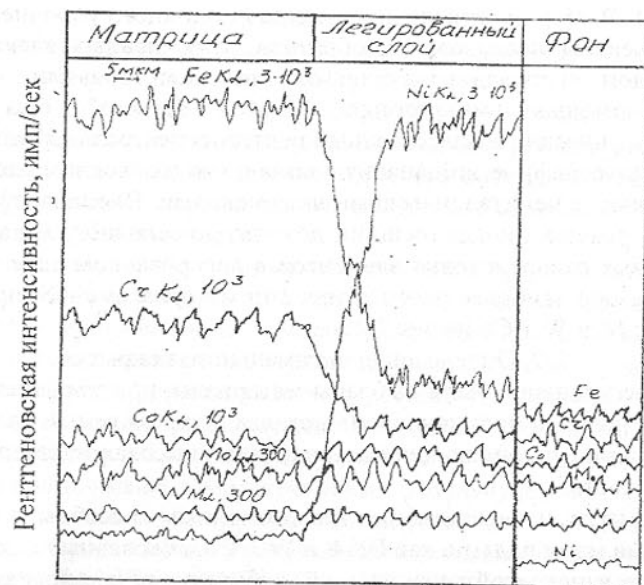


Рис.2.1. Распределение элементов в структуре образца, легированного Ni

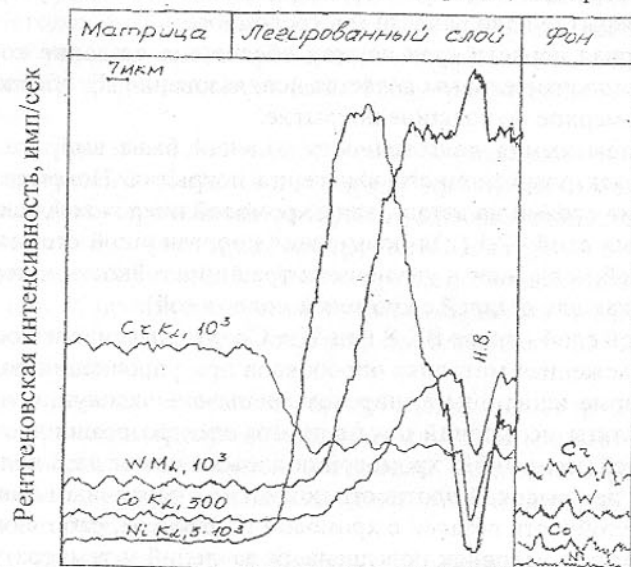


Рис. 2.3 Распределение элементов в структуре образца легированного Ni затем W + Co

2.3 Выводы

Для повышения долговечности внутренних поверхностей изделий как с хромовым покрытием, так и без него предлагается наносить электроэрозийным способом многослойное покрытие. Первый слой должен обеспечивать повышение коррозионной стойкости на деталях без хромового покрытия или увеличивать трещиностойкость хрома при ударных нагрузках для деталей с хромовой подложкой (например, Ni). Второй слой необходимо наносить такими материалами, которые уменьшают износ трения (например, ВК-8 или W + Co).

Список литературы: 1. Фурсов С.П., А.М. Парамонов и др. Источники питания для электроискрового легирования. – Кишинев: «Штиинца», 1983.-141 с. 2. Самсонов Г.В., А.Д. Верхотуров и др. Электроискровое легирование металлических поверхностей. – К.: «Наукова думка», 1976. – 219 с.

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

ОЦЕНКА ОСЕВЫХ СИЛ, ВОЗНИКАЮЩИХ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ МЕТЧИКА И В МЕХАНИЗМЕ КОМПЕНСАТОРА ПАТРОНА

Лексиков В.П. (БГТУ, Брянск, Россия)

The substantiations of occurrence of the axial forces arising in a zone of cutting at processing combined tap and the mechanism, of the combined, thread-cutting chuck are given.

Совершенной следует считать такую наладку, которая позволит осуществлять процесс нарезания резьбы с минимальными погрешностями параметра винтового движения метчика. Проведенные исследования позволяют сделать заключение, что наладка будет отвечать этим требованиям, если внешние силы, прикладываемые к метчику, в любой момент будут компенсировать силы, возникающие в процессе нарезания резьбы, и будут направлены вполне определенным образом.

Рассматривая технологическую систему патрон-метчик-деталь, можно указать факторы, определяющие осевую силу. Такими будут являться:

1. Жёсткость системы.
2. Погрешность шага.
3. Вид направляющих.

Анализируя силовые зависимости, которые были записаны и обработаны с помощью автоматизированной системы научных исследований

(АСНИ) [1]. (рис. 1), мы видим, что в первый момент происходит "всплеск" осевой силы. Его причина:

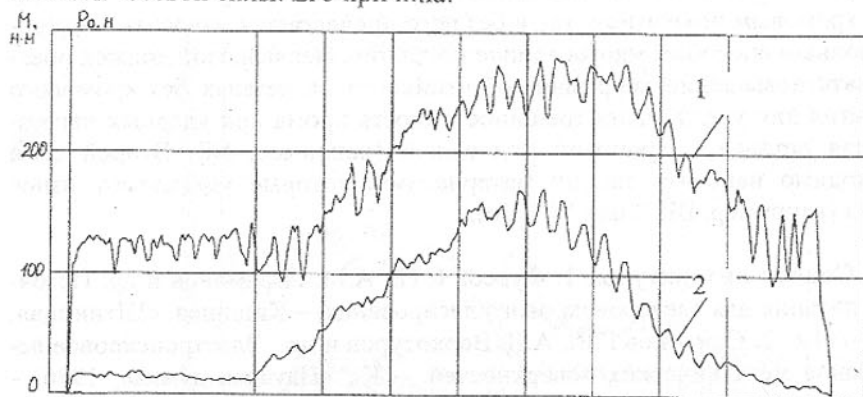


Рис. 1. Силовые зависимости при нарезании внутренней резьбы М24х3, сталь 45: 1 - осевая сила, 2 - крутящий момент

- метчик (как винт) не перемещается вперед (не попал в нитку);
- патрон перемещается с подачей, равной шагу.

При этом пружина (и мембрана) сжимаются, создавая наблюдаемый "всплеск". Величина "всплеска" зависит от того, как быстро совпадут винтовые линии метчика и прорезанной гайки. Его разброс может быть от нуля Ньютонов (если витки совпали) до максимального значения, определяемого полным (почти) оборотом. Это значение можно рассчитать:

$$P_{он} = J_{напр.см} S$$

где $J_{напр.см}$ - статическая жесткость патрона, зависящая (в нашем случае) от жесткости пружины и мембраны;
 S - подача при нарезании резьбы, мм/об.

При нарезании резьбы с подачей больше шага $S > P$ (рис. 1) некоторое время осевая сила растет линейно. Это связано с накоплением ошибки шага. На (рис. 1) $S=3,2$ мм, $P=3$ мм. С каждым оборотом эта ошибка увеличивается на 0,2 мм. Рост этой силы можно определить по закону Гука:

$$\Delta P = J_{напр.см} \Delta L$$

где ΔP - прирост силы в конкретный момент;
 ΔL - накопленная погрешность шага.

$$\Delta L = \Delta L_{шага} N_{витков}$$

Общее усилие в этот момент равно

$$P_{стат.} = P_{он} + \Delta P$$

Начиная с некоторого значения крутящего момента направляющие патрона прекращают нормальную работу, происходит их "полузаклини-

вание". При этом пружина компенсатора практически выключается и жесткость патрона резко возрастает.

Численный анализ можно выполнить исходя из следующих соображений. Так как метчик движется по своему шагу, а пиноль со своей подачей, то они сближаются, сжимая компенсационную пружину и мембрану.

Баланс сил при этом будет равен:

$$P_{ос} = P_{мемб.} + F_{тр.} + P_{пруж.}$$

где $P_{ос}$ - осевая сила действующая на метчик;

$P_{мемб.}$ - сила упругости мембраны патрона;

$F_{тр.}$ - сила трения в механизме патрона;

$P_{пруж.}$ - сила упругости компенсационной пружины патрона.

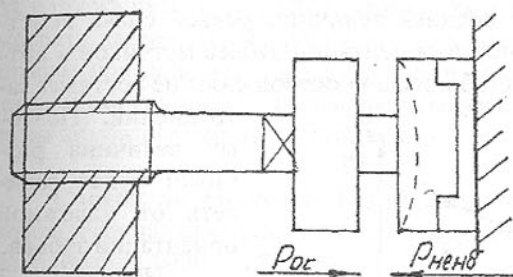


Рис. 2. Схема для определения сил при резбонарезании

В этот момент упругая система патрона меняет свой вид и условно может быть представлена следующим образом (рис. 2).

Жесткость системы резко возрастает, так как она определяется жесткостью мембраны. Ее деформация нелинейна, этим можно объяснить параболический характер этого участка (рис. 1.)

Быстрый рост силы начнет возвращать упругую систему (при $P_{ос.} > F_{тр.}$) к движению по направляющим и сжатию компенсационной пружины.

На рис. 2. это можно видеть потому, что парабола стала не такой крутой как в начальный момент. Параллельно растет сила трения, но отставая от роста осевой силы. При максимальном крутящем моменте (рассогласование 1,4 мм) относительная величина силы трения меньше, чем осевая сила и сила сжатия компенсационной пружины. Участок с рассогласованием 1,4...1,6 мм характерен постоянным крутящим моментом, т.е. сила трения остается постоянной. Одновременно осевая сила растет практически линейно, хотя и быстрее чем на участке рассогласования до 0,8 мм.

При снижении крутящего момента падает сила трения, внутренняя и направляющая отходит назад, сжимая недогруженную пружину. На самой мембране (силоизмерительном элементе) нагрузка падает, т.е. сжимается нежесткая пружина.

Процесс разгрузки упругой системы от силы трения завершается, сопровождаясь сжатием компенсационной пружины и разгрузкой мембраны.

На рис. 1 это видно по падению измеряемой силы. В то же время общее рассогласование растёт по закону:

$$P_{\text{стат.}} = P_{\text{он}} + \Delta P$$

Анализируя диаграмму действия сил при обработке режущим и комбинированным метчиком установлено, что осевые усилия практически одинаковы по величине и характеру действия (рис. 3). Однако средняя величина разбивания для комбинированного и стандартного метчика различна.

Исключая влияние погрешности изготовления метчиков на разбивку, очевидно, она будет зависеть от средней величины осевой силы, действующей на инструмент и, надёжности ориентации зубьев метчиков в витках резьбы. Для данных условий стабилизация осевой силы не составит затруднений. Поэтому величина разбивки будет зависеть от надёжной ориентации зубьев.

На рис. 3 видно, что средняя величина разбивания резьбы метчиком значительна (кривая 2) на первых двух витках и выходит за пределы поля допуска степени 6Н. Это объясняется подрезанием боковых сторон профиля резьбы режущим метчиком. Начиная с третьего витка размер, лежит в поле допуска степени 5Н и конусность резьбы практически исчезает.

График так-

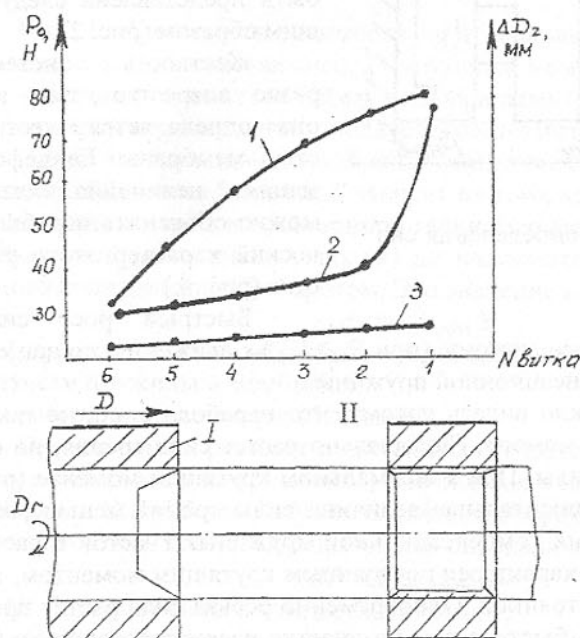


Рис. 3. График изменения осевой силы и величины разбивки при работе режущим и комбинированным метчиком: Сталь 45, резьба М24х3, 1 - осевая сила; 2 - режущий метчик; 3 - комбинированный метчик; I-II - начальное и конечное положение гайки

же показывает (кривая 3), что при нарезании резьбы комбинированным метчиком при одних и тех же условиях разбивка значительно меньше и укладывается в 1/3-1/4 поля допуска 4Н степени точности.

Причина этого явления состоит в том, что по мере обработки режущими выступами, деформирующие выступы комбинированного метчика увеличивают сопротивляемость внедрению в материал, следовательно, увеличивается надёжность ориентации комбинированного метчика в витках резьбы и уменьшается разбивка по первым виткам приблизительно в 2-5 раз.

Таким образом, чтобы стабилизировать величину разбивания и обеспечить определенные условия для получения резьб с рассеянием в пределах допуска резьбы по ГОСТ, необходимо, в конструкции метчиков предусмотреть элементы для надёжного ориентирования его в витках резьбы, которые при действии на него внешних сил не давали погрешности параметра винта (подрезы). Таким требованиям отвечают деформирующие выступы комбинированных метчиков.

Список литературы: 1. Лексиков В.П., Добровольский Г.И. Автоматизированная система для исследования процесса обработки внутренних резьб. Брянск 1999, с 175-179.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ТОЧНОСТИ ВАЛКОВ СОРТОВОГО ПРОКАТА ПРИ ОБРАБОТКЕ НА СТАНКАХ С ЧПУ

Лещенко А.И. (ПГТУ, г. Мариуполь, Украина)

In work is executed the analysis of accuracy of bar-rolling processing on machine tools with CNC control.

Одна из задач постоянного совершенствования прокатного производства - улучшения качества прокатных валков. Технология обработки валков на станках с ручным управлением, в своей основе не претерпевшая изменений с 1950-1960 гг., имеет ряд недостатков существенно влияющих на качество проката и его себестоимость. В литературных источниках, INTERNET страницах с информацией по производству и эксплуатации валков за рубежом, при наличии большого количества данных по совершенствованию способов изготовления заготовок валков, весьма ограничен материал по технологии их обработки резанием. Однако номенклатура изделий ведущих фирм, специализирующихся на выпуске вальцеобрабатывающих станков - HOESCH MFD, HERKULES, MEUSELWITZ свиде-

тельствуют, что в основном выпускается оборудование с контурными системами числового программного управления.

В данной работе рассматриваются вопросы точности геометрической формы и контроля профиля рельсовых калибров валков из высокопрочного чугуна с пластинчатым (СПХН) или шаровидным (СШХН) графитом, чистовая обработка которых проводилась на вальцетокарном станке модели DXW1250/3 с УЧПУ CNC-645, керамическими пластинками круглой формы К-91.

При проверке контрольными шаблонами полученного профиля на всех калибрах валка (рис.1) наблюдалось сужение слева и справа (λ_1^t, λ_2^t - теоретические углы, λ_1, λ_2 - реальные, полученная после обработки резанием) пера ($\varnothing 1015, \varnothing 673$) и головки ($\varnothing 848, \varnothing 672$) калибра, по отношению к программируемому профилю рассчитанному по чертежным размерам валка. Вместе с тем, контроль поверхностей с геометрией близкой к цилиндрической, при обработке которых вектор поперечной подачи значительно меньше вектора продольной подачи (например $r365$), показал отклонение размеров в пределах поля допуска. Ряд работ, проведенных с целью повышения технологической точности вальцетокарного станка с последующей проверкой фактических размеров полученных при статической наладке, не дал требуемых по точности результатов, однако погрешность обработки приобрела стабильный по геометрическим параметрам характер.

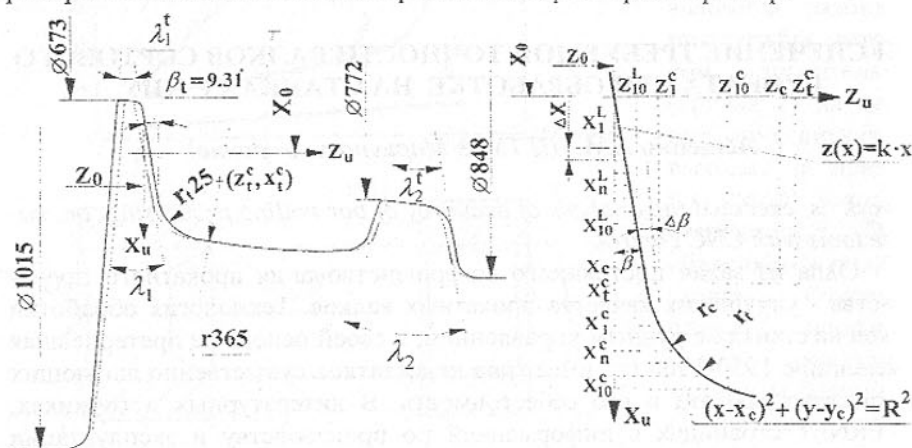


Рис. 1. Профиль калибра рельсового калибра прокатного валка

Рис. 2. Получение координат точек образующих поверхностей

Реальную геометрию профиля ручья прокатного валка формируют конические и тороидальные поверхности, для которых уравнения обра-

зующих можно получить средствами интерполяции по частным значениям координат точек принадлежащих образующим.

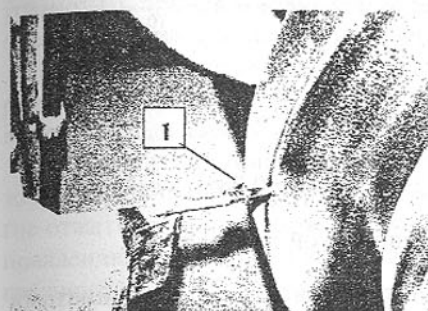


Рис. 3. Определение координат точек с помощью индикатора 1

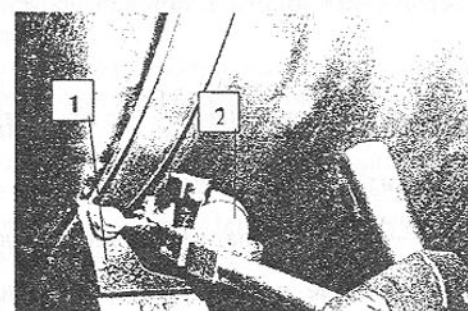


Рис. 4. Измерение упругой деформации державки резца 1 индикатором 2

Координаты точек образующих фиксировались по индикации положения суппорта станка, при касании поверхности ножкой индикатора часового типа ИРБ ГОСТ 5584-61 закрепленного на державке резца (рис. 3). При-вязка индикаторного устройства к координатной системе детали выполняе-на по шаблону, с точностью достаточной для определения начальных зна-чений переменных при решении уравнений. Начало координатной системы измерения $Z_u X_u$ (рис. 1) совмещено с точкой на образующей конической поверхности, координаты которой в системе координат детали (z_0, x_0).

Измерения выполнялись для образующих поверхностей, конической - с теоретическим углом наклона $\beta_t = 9.31^\circ$ и радиусной $r_t = 25$ мм.

Для определения в уравнении образующей (рис. 2) конической поверхности $z(x) = k \cdot x$ коэффициента k достаточно одного измерения, однако при доверительной вероятности $P = 0.68$ [1] выполняем измерения координаты x_n^L для десяти точек ($n = 1..10$), при дискретном изменении координаты поперечного перемещения Δx от $x_{n=1}^L = \Delta x$ до $x_{n=10}^L = 10 \cdot \Delta x$.

Принцип наименьших квадратов определяет функцию

$$f(k) = \sum_{n=1}^{n=10} (z_n^L - k \cdot x_n^L)^2,$$

которая имеет минимум при наивероятнейшем значении $k = \frac{\sum_{n=1}^{10} x_n^L \cdot z_n^L}{\sum_{n=1}^{10} (x_n^L)^2}$ по-

лученном из уравнения $\frac{df(k)}{dk} = -2 \cdot \sum_{n=1}^{10} (z_n^L - k \cdot x_n^L) \cdot x_n^L = 0$.

Погрешность конусности равна: $\Delta\beta = \beta - \beta_t = 0.085^\circ$, где $\beta = \frac{180 \cdot \arctg(k)}{\pi}$ (град) - реальный угол конической поверхности.

Реальные параметры тороидальной поверхности, с координатами центра (z_c, x_c) образующего круга радиуса r_c уравнения

$$(x - x_c)^2 + (y - y_c)^2 = r_c^2,$$

определены из условия при котором функция

$$\varphi(z_c, x_c, r_c) = \sum_{n=1}^{10} \left(\sqrt{(x_n^c - x_c)^2 + (z_n^c - z_c)^2} - r_c \right)^2,$$

где z_n^c, x_n^c координаты точек измерения, принимает минимальное значение

$$\text{при } \frac{d\varphi(z_c, x_c, r_c)}{dz_c} = 0 \quad \frac{d\varphi(z_c, x_c, r_c)}{dx_c} = 0 \quad \frac{d\varphi(z_c, x_c, r_c)}{dr_c} = 0.$$

Решение системы уравнений с частными производными функции $\varphi(z_c, x_c, r_c)$ дает наиболее вероятные значения неизвестных z_c, x_c, r_c .

Действительные значения координат центра дуги (z_c, x_c) радиуса r_c получены способом последовательного приближения Ньютона - Рафсона [2], при начальном значении координаты центра (z_t^c, x_t^c) , рассчитанного для теоретического контура радиуса r_t .

Результат вычислений показал смещение действительного положения центра дуги (z_c, x_c) относительно теоретического (z_t^c, x_t^c) на величину

$$\sqrt{(z_c - z_t^c)^2 + (x_c - x_t^c)^2} = 1.18 \text{ мм},$$

при неравенстве радиусов $r_c - r_t < 0.02$ в пределах поля допуска.

Статистика измерения параметров и расчет реальной геометрии профиля партии валков - новых и перетачиваемых, верхних и нижних, позволяет сделать вывод.

Полученный контур имеет погрешность - припуск («недорез») по отношению к теоретическому профилю, по точкам которого рассчитана управляющая программа. Величина погрешности для поверхностей, при обработке которых доминирует радиальная подача, может иметь разное

значение, но одинаковый характер на всех ручьях одного валка, при обработке справа и слева, пера и головки профиля различных валков. С целью установить причины возникающей погрешности, проведен анализ условий обработки в следующей последовательности.

1. Пробы на твердость показали некоторую неоднородность по диаметру свойств валкового материала, однако колебание значений HRC не дает взаимосвязи, с характером изменения величин погрешности.

2. Износ резца при высокой твердости обрабатываемого материала может служить причиной увеличения сил резания и как следствие дать упругое отжатие резца от обрабатываемой поверхности. Однако точение по направлению «к центру» и «от центра» не изменили характер полученной погрешности.

3. При обработке торцевой поверхности наиболее очевидная причина погрешности - осевая сила резания P_x , вызывающая отжим инструмента от обрабатываемой детали. Это свойство, при обработке радиусной поверхности с динамически изменяющимся соотношением осевой и радиальной подач, может объяснить появление переменной по величине погрешности. Вместе с тем, при обработке конической поверхности, когда данное соотношение остается постоянным, результаты измерения не подтверждают параллельность образующей реального профиля и прямой программно-го перемещения.

Последовательный анализ факторов, влияющих на точность обработки профиля ручья прокатного валка, приводит к необходимости в качестве причины возникающей погрешности, рассмотреть изменяющуюся в процессе обработки скорость резания. По данным [3] при резании материалов не склонных к наростообразованию составляющие силы резания монотонно возрастают при снижении скорости резания. Такая зависимость особенно заметна при обработке материалов высокой твердости, каким является материал прокатного валка - легированный чугун (HRC36-43).

Доминирующее влияние скорости резания на возникновение погрешности, подтверждает визуальное наблюдение за изменением характера стружки по мере снижения скорости резания с уменьшением диаметра обработки. Однако основным критерием правильности предположения является измерение индикатором (рис. 4), закрепленном на корпусе суппорта станка, возрастающего с уменьшением диаметра обработки упругого отжатия державки резца от поверхности обработки.

Экспериментальное точение поверхностей ($\varnothing 280$ - $\varnothing 180$) с различной конусностью на заготовки материала СПХН-49 (HRC 39..43), выполнено на станке 16К30ФЗ с УЧПУ 2Р22 режущими пластинками из оксидно-карбидной керамики К-91 с постоянной скоростью резания $V=190$ м/мин.

Контроль углов конусности показал их отклонение от номинального значения в пределах поля допуска.

Получение валков сортового проката необходимой точности – задача, которой в настоящее время приобретает первостепенное значение, т.к. ее решение тесно взаимосвязано с повышением экспортного потенциала предприятия. Проведенное исследование дополняет представление о зависимости силы резания от скорости резания и позволяет сделать вывод о необходимости оснащения вальцетокарных станков приводом главного движения с низкой колебательностью переходных процессов, обеспечивающих обработку с постоянной скоростью резания до 200 м/мин.

Список литературы: 1. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1987. – 345с. 2. Положий Г. Н. Математический практикум. – М.: Государственное изд. физ. – мат. литературы, 1961. – 505с. 3. Бобров Б.Ф. Основы теории резания металлов. – М.: Машиностроение, 1975. – 335с.

Статья поступила в редакцию 15.05.2002 г.

КОРРОЗИОННО-МЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ КОНТАКТНЫХ ПАР ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ЗАЩИТНЫМИ ПОКРЫТИЯМИ В СРЕДАХ НА ОСНОВЕ УКСУСНОЙ КИСЛОТЫ

Максимченко Н.Н. (ИНДМАШ НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь)

The results of tests of a corrosion stability in environments on the basis of acetic acid and tribotechnical characteristics of the coatings obtained on the aluminum alloy by the method of microarc oxidizing are submitted.

Введение. Для герметизации вращающихся валов технологического оборудования широко применяются уплотнительные устройства различных типов, в частности, уплотнения торцового типа. Торцовые уплотнения позволяют практически полностью предотвратить утечку уплотняемой среды. Основными уплотняющими элементами являются жесткие кольца, из которых одно неподвижно, а другое вращается вместе с валом. Кольца постоянно сжаты и образуют плоскую пару трения. Сжатие уплотняющих поверхностей колец обеспечивается пружинами и сильфонами [1-4].

В условиях применения торцового уплотнения для запирания высокоагрессивных рабочих сред значительное и часто решающее влияние на работоспособность уплотнения и всего оборудования в целом оказывает правильный выбор материала пары трения и упругого элемента. Определяю-

щим фактором при этом является совместимость материала детали с агрессивной рабочей средой.

На химических предприятиях, выпускающих синтетические волокна, торцовые уплотнения используются для запирания рабочих сред, содержащих в своем составе около 40% уксусной кислоты, примеси метанола, гликоля, кобальта и других элементов. При этом температура среды составляет 260...280 °С.

В качестве антифрикционных материалов для изготовления пар трения широко используют графито-карбидо-кремниевые композиции (силицированный графит) СГ-Т, СГ-П, а также связанный карбид кремния С-2, в паре с твердыми сплавами ВК6, ВК8. Эти материалы обладают высокой износо- и коррозионной стойкостью. Основными их недостатками являются повышенная хрупкость, низкая прирабатываемость, сложная технология изготовления и, соответственно, высокая стоимость. Поэтому для экономии материальных ресурсов актуальным является решение проблемы замены этих материалов на менее ценные, при условии обеспечения требуемой работоспособности.

Одним из способов решения проблемы является изготовление деталей уплотнения из недорогих конструкционных материалов, с формированием на их рабочих поверхностях коррозионностойких покрытий.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является изучение возможности применения контактных пар из алюминиевого сплава Д16, с упрочненной микродуговым оксидированием (МДО) [5] рабочей поверхностью, вместо традиционных пар из силицированного графита и твердого сплава ВК8. Для достижения поставленной цели необходимо определить совместимость МДО-покрытий с используемыми технологическими средами, а также исследовать триботехнические свойства предлагаемой пары трения.

Материалы и методы исследования. Для оценки коррозионной стойкости оксидокерамических покрытий использовались прямоугольные образцы из сплава Д16Т с площадью 0,03 дм². Микродуговое оксидирование образцов осуществляли в анодно-катодном режиме в щелочном электролите при плотности тока 20...25 А/дм². Время обработки составило 60 мин.

Подготовленные в соответствии с требованиями ГОСТ 9.905 - 82, 9.021 - 74 образцы с покрытием погружали в испытательные емкости с технологическими средами. В качестве технологических сред использовали 3 разновидности рабочей среды, используемые для получения диметилтерефталата (промежуточного продукта для получения синтетической нити): кислая вода (жидкость прозрачного цвета, pH = 3,5); параксилон (жид-

кость белого цвета с характерным запахом, pH = 5); катализатор (жидкость темно-красного цвета, pH = 4).

Съем образцов и контроль показателей коррозии производили с учетом рекомендаций ГОСТ 9.907 - 83, 9.906 - 85. Величину прямых коррозионных потерь определяли по изменению массы образцов после выдержки в течение 720 часов в исследуемых средах. Образцы извлекали из емкостей, просушивали, протирали керосином и взвешивали на аналитических весах ВЛТ - 100 с точностью до 0,00001 г. Оценку коррозионного изнашивания материалов производили с использованием показателя K удельной потери массы образца

$$K = (M_0 - M_1) / F t,$$

где M_0 и M_1 - масса образца в исходном состоянии и после коррозии соответственно, г;

F - площадь исследуемой поверхности, m^2 ;

t - период испытания, ч.

Металлографические исследования образцов с оксидокерамическим покрытием проводили на микрошлифах после соответствующей подготовки поверхности на металлографическом микроскопе МИМ-8 при увеличении 330. Измерение микротвердости МДО-покрытий проводили по стандартной методике на приборе ПМТ-3 при нагрузках на индентор (алмазная пирамида Виккерса) 0,49 Н; 0,98 Н; 1,96 Н и выдержке в течение 15 сек.

Триботехнические испытания образцов с МДО-покрытием проводили на машине трения, осуществляющей трение торцовых поверхностей диска и трех роликов.

Результаты экспериментов. На рис.1 показана диаграмма, иллюстрирующая значения показателя K удельной потери массы образцов из сплава Д16

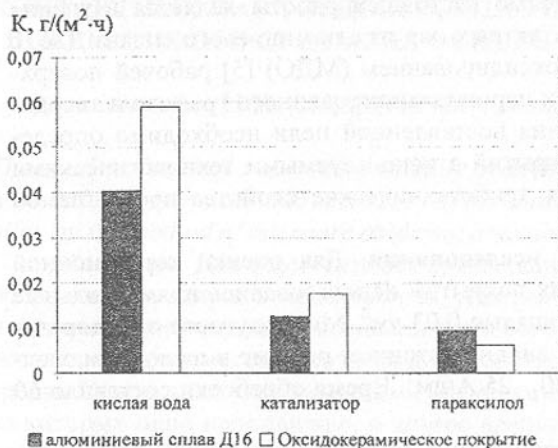


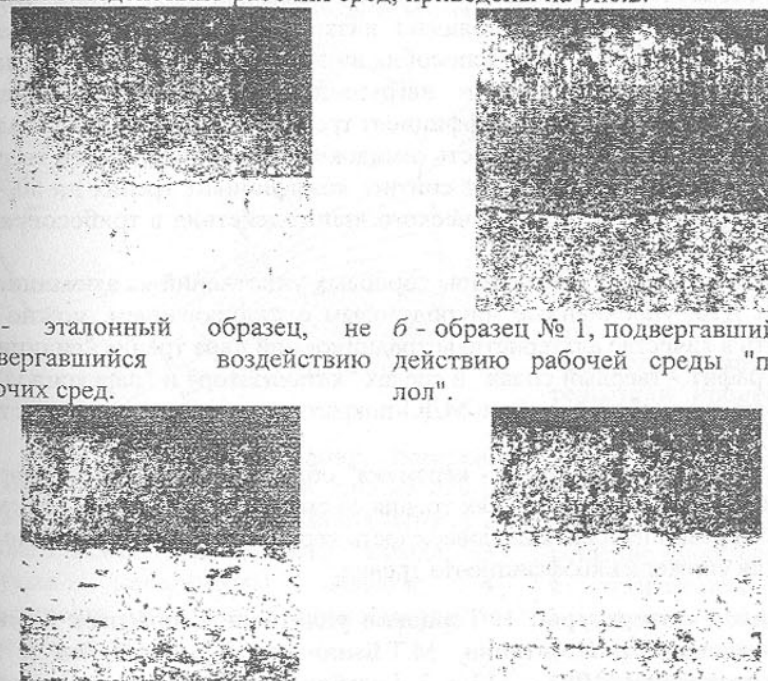
Рис.1. Скорость коррозионного растворения алюминиевого сплава Д16 без покрытия и с оксидокерамическим покрытием (период испытания - 720 ч).

с оксидокерамическим покрытием и без покрытия в средах "кислая вода", "катализатор", "параксилол".

Очевидно, что в среде "кислая вода" образец из сплава Д16 с оксидо-керамическим покрытием и без покрытия обладает наибольшей скоростью коррозионного растворения и в соответствии с ГОСТ 13819 - 68 относится к группе "пониженно-стойкие материалы". По этой причине применение контактных пар из сплава Д16 с МДО-покрытием в среде "кислая вода" вместо традиционно используемой пары трения нежелательно.

Скорость коррозионного растворения оксидокерамического покрытия в средах "катализатор" и "параксилол" составляет соответственно 0,069 мм/год и 0,018 мм/год, что соответствует группе "стойкие материалы". К группе "стойкие материалы" относятся и образцы из сплава Д16 без покрытия. Однако, по сравнению с неупрочненными образцами, микротвердость образцов с МДО-покрытием составляет 17...22 ГПа, что расширяет возможные области применения алюминиевых сплавов.

Фотографии микроструктуры образцов с МДО-покрытием, подвергавшихся воздействию рабочих сред, приведены на рис.2.



а - эталонный образец, не подвергавшийся воздействию рабочих сред. б - образец № 1, подвергавшийся воздействию рабочей среды "параксилол".

в - образец № 2, подвергавшийся воздействию рабочей среды "катализатор". г - образец № 3, подвергавшийся воздействию рабочей среды "кислая вода".

Рис.2. Микроструктура образцов с МДО-покрытием, испытываемых в средах "кислая вода", "катализатор", "параксилол" в течение 720 ч.

На фотографиях четко различимы зоны оксидокерамики с рыхлым поверхностным слоем толщиной 10...30 мкм, удаляемым в последующем хонингованием или шлифованием, основным "рабочим" слоем толщиной 80...100 мкм и зона основного металла. По сравнению с образцом, не подвергавшимся воздействию агрессивных сред (рис.2а), на микрошлифах образцов № 1, 2, 3 наблюдается увеличение количества и размеров пор в покрытии, вызванное действием рабочих сред. Причем на образцах № 1, 2 это увеличение не так заметно, как на образце № 3 (рис.2г), по толщине покрытия которого прослеживаются сквозные поры, через которые агрессивная среда контактирует с основой. Незначительное изменение размеров пор наблюдается у образца № 1 (рис.2б), испытываемого в среде "паракилол".

Триботехнические испытания выполняли при скорости скольжения 6 м/с и удельной нагрузке, ступенчато увеличивающейся от 0,25 до 3 МПа. Было установлено, что в условиях трения со смазкой пара трения "МДО-покрытие - МДО-покрытие" обладает низким значением коэффициента трения - 0,028...0,035 и работоспособна во всем диапазоне прикладываемой нагрузки. При сухом трении нагрузочная способность пары трения снижается до 0,7...1 МПа, а коэффициент трения в сопряжении составляет 0,3...0,4. Нанесение на поверхность оксидокерамики тонких слоев твердосмазочных материалов позволяет снизить коэффициент трения на 50 - 70 % за счет предотвращения химического взаимодействия в трибосопряжении.

Выводы. 1. Контактные пары торцовых уплотнений из алюминиевого сплава Д16, упрочненные микродуговым оксидированием, можно использовать в качестве альтернативы традиционной паре трения "силицированный графит - твердый сплав" в средах "катализатор" и "паракилол". В среде "кислая вода" применение МДО-покрытия нежелательно вследствие его пониженной стойкости.

2. Пара трения "керамика - керамика" обладает высокими антифрикционными свойствами в условиях трения со смазкой. При трении без смазки целесообразно наносить на поверхность керамики твердосмазочные покрытия для снижения коэффициента трения.

Список литературы: 1. Торцовые уплотнения аппаратов химических производств /Г.В.Антипин, М.Т.Банников, А.Д.Домашнев и др.-М.:Машиностроение, 1984. - 112 с. 2. Голубев А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов.-М.:Машиностроение, 1974. - 212 с. 3. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник.-М., 1986. 4. Пинчук Л.С. Герметология.- Мн.: Навука і тэхніка, 1992.-216 с. 5. Черненко В.И. и др. Получение покрытий анодно-искровым электролизом. — Л.: Химия, 1991. - 128 с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ФИНИШНОЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗАКАЛЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Маликов А.А. (ТулГУ, г. Тула, Российская Федерация)

The physical model final electrochemical processing with using complicated movement of the electrodes is described.

Электрохимическая обработка является весьма перспективной для исправления геометрических погрешностей зубчатых колес, прошедших упрочняющую термообработку. Необходимая точность может быть обеспечена сложным движением взаимодействующих электродов, например их обкатом.

При обкате различные точки обрабатываемой поверхности анода (см. рис. 1) находятся неодинаковое время под действием постоянно изменяющегося электрического поля, что приводит к неравномерному растворению металла. Поэтому, для получения заданной поверхности изделия с требуемой точностью необходимо или корректировать формообразующую поверхность катода, или регулировать характеристики процесса, например, напряжение, параметры движения и др.

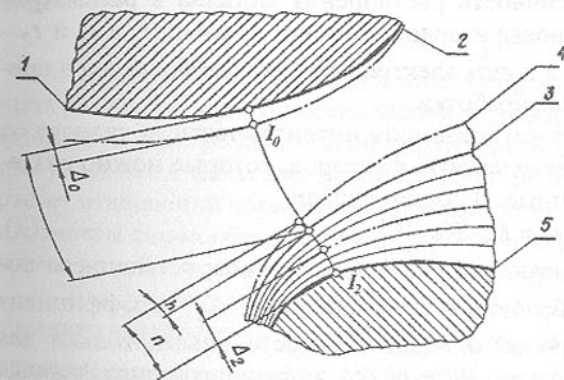


Рис. 1. Взаимодействующие поверхности электродов при сложной кинематике их движения. 1 - рабочая поверхность катода; 2 - "теоретическая" поверхность катода; 3 - текущая поверхность изделия; 4 - поверхность заготовки; 5 - номинальная поверхность изделия.

Такая постановка вопроса позволяет вести решение задач, связанных с управлением процессом, в два этапа. На первом - рассчитываются параметры «теоретического» профиля инструмента, а на втором - выбирается закон регулирования и определяются величины управляющих параметров.

Первый этап является геометрической задачей. При этом «теоретический» профиль обкаточного катода целесообразно рассматривать как профиль, эквидистантный сопряженному с номинальным профилем изде-

лия. Для решения этой задачи могут быть использованы известные методы расчета производящих поверхностей режущих инструментов.

Второй этап связан с определением количественной оценки процесса анодного растворения металла в условиях сложной кинематики движения электродов. В качестве такой оценки предлагается использовать «приведенную» интенсивность M , пропорциональную толщине слоя металла, удаляемого в рассматриваемой точке изделия за один цикл обработки (при обкате электродов - за один оборот зубчатого колеса). По аналогии с «приведенной» нагрузкой при резании «приведенная» интенсивность является интегральной характеристикой и может быть найдена путем рассмотрения реального процесса в виде суммы простых процессов, протекающих в элементарно малые промежутки времени. То есть

$$M = \int_{t_1}^{t_2} m \cdot dt \quad (1),$$

где m - «мгновенная» интенсивность растворения металла в рассматриваемой точке текущей поверхности изделия в момент времени t , а t_1 и t_2 - соответственно время начала и конца электрохимического процесса в пределах рассматриваемого цикла обработки.

Очевидно, что величина «мгновенной» интенсивности m зависит от весьма большого числа взаимозависимых факторов, которые можно разделить на постоянные и переменные. В общем случае

$$m = K_1 \cdot K_2 \cdot W' \quad (2),$$

где K_1 - коэффициент, учитывающий факторы процесса, остающиеся постоянными для всех точек обрабатываемого профиля; K_2 - коэффициент, учитывающий факторы процесса, остающиеся постоянными только для рассматриваемой точки профиля; $W' = W'(t)$ - функция, учитывающая влияние совокупности переменных факторов. Можно представить эту функцию как сложную в виде

$$W' = \Phi_1 \cdot \Phi_2 / s_h \quad (3),$$

где $s_h = s_h(t)$ - межэлектродный зазор, соответствующий рассматриваемой точке поверхности анода (рис. 1); Φ_1 - функция, учитывающая влияние кривизны взаимодействующих электродов в точках, лежащих на одной силовой линии электрического поля; Φ_2 - функция, учитывающая влияние остальных переменных факторов, включая и те, которые в свою очередь зависят от s_h и кривизны взаимодействующих поверхностей.

При малых по сравнению с радиусами кривизны электродов припусках можно определять величину s_h приближенно в виде (рис. 1)

$$s_h = s + \Delta_2 + i + h + \Delta_0 \quad (4),$$

где $s = s(t)$ - зазор между «теоретическим» профилем катода и номинальным профилем изделия, измеренный для рассматриваемой точки вдоль силовой линии электрического поля; Δ_2 - величина профильной модификации изделия; Π - припуск на финишную обработку; h - толщина, снятого за истекший промежуток времени металла; Δ_0 - профильная модификация инструмента.

Подставив выражение (2) в формулу (1), получим

$$M = K_1 \cdot K_2 \cdot \int_{t_1}^{t_2} W' \cdot dt \quad (5).$$

Для удобства обозначим

$$W = \int_{t_1}^{t_2} W' \cdot dt \quad (6).$$

Тогда «приведенную» интенсивность M можно будет представить в виде

$$M = K_1 \cdot K_2 \cdot W \quad (7).$$

Предложенная количественная оценка позволяет аналитически решать различные практические задачи, связанные с управлением процессом финишной электрохимической обработки, в частности, исследовать влияние различных факторов процесса на точность формообразования, вести расчет отклонений обработанной поверхности от номинальной, определять параметры формообразующей поверхности обкаточного катода и др. В качестве примера рассмотрим решение последней из указанных задач.

Для упрощения введем в качестве вспомогательных параметров среднюю «мгновенную» интенсивность $m_{cp.}$ и «приведенный» зазор $s_{np.}$. В пределах рассматриваемого цикла обработки (см. рис. 2)

$$m_{cp.} = M / \Delta t \quad (8),$$

или

$$m_{cp.} = K_1 \cdot K_2 \cdot W / \Delta t \quad (9).$$

Предположим, что $s_h = s_{cp.} = const$, тогда

$$m_{cp.} = \frac{K_1 \cdot K_2}{s_{cp.} \cdot \Delta t} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \Phi_1 \cdot \Phi_2 \cdot dt \quad (10),$$

где $\Delta t = t_1 - t_2$. Для удобства обозначим

$$K_3 = \int_{t_1}^{t_2} \Phi_1 \cdot \Phi_2 \cdot dt \quad (11),$$

тогда

$$s_{np.} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 / M \quad (12),$$

или

$$s_{np.} = K_3 / W \quad (13).$$

Последняя формула показывает, что приведенный зазор выражает постоянную в пределах данного цикла величину межэлектродного зазора, оказывающего такое же суммарное влияние на «приведенную» интенсивность, что и переменный зазор.

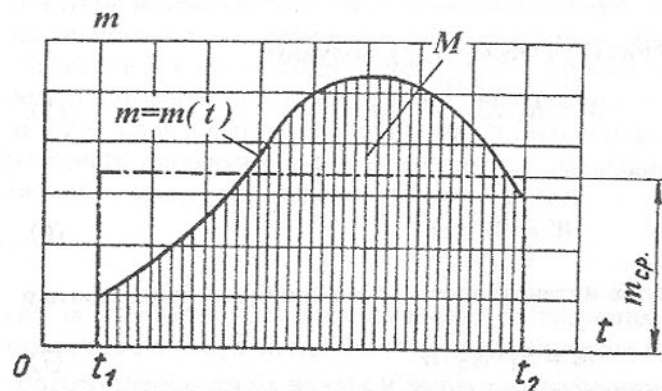


Рис. 2. "Приведенная", "мгновенная" и "средняя" интенсивность процесса финишной электрохимической обработки

Очевидно, что параметры формообразующей поверхности инструмента должны рассчитываться в зависимости от картины распределения припуска на финишную обработку по высоте зуба изделия. Как показывает статистика, подавляющее большинство зубчатых колес получает после термообработки случайный характер геометрических погрешностей, а следовательно и случайный характер распределения припуска. Поэтому целесообразно определять профильную модификацию обкаточных катодов из расчета обеспечить одинаковую величину «приведенной» интенсивности в различных точках номинального профиля зуба изделия. Для этого на профиле анода примем «исходную» точку, относительно которой будем производить выравнивание. Пусть для «исходной» точки $K_2 = K_{20}$ и $W = W_0$, тогда «приведенная» интенсивность в этой точке будет

$$M_0 = K_1 \cdot K_{20} \cdot W_0 \quad (14).$$

Чтобы иметь ту же «приведенную» интенсивность в любой рассматриваемой точке, «приведенный» зазор должен получить значение

$$s'_{np.} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 / M_0 \quad (15),$$

или

$$s'_{np.} = K_2 \cdot K_3 / K_{20} \cdot W_0 \quad (16).$$

Так как наибольшую интенсивность анодный процесс имеет в моменты времени, соответствующие наименьшим межэлектродным зазорам, то величину профильной модификации Δ_0 следует рассчитывать для тех

точек катода, которые лежат с рассматриваемой точкой изделия на линии зацепления. В то же время на интенсивность процесса в рассматриваемой точке оказывает влияние, хотя и в значительно меньшей степени, соседние точки рабочего профиля, что потребует последовательного применения метода до получения параметров требуемой точности. Для этого положим, что

$$s'_{h \min} / s_{h \min} = k \cdot s_{np.} / s_{np.} \quad (17),$$

где $s_{h \min}$ — предварительно выбранный наименьший межэлектродный зазор, соответствующий рассматриваемой точке анода; $s'_{h \min}$ — наименьший измененный вследствие профильной модификации катода межэлектродный зазор, соответствующий той же точке; k — коэффициент уточнения. Тогда величина профильной модификации в точке, лежащей с рассматриваемой на линии зацепления, определится как $\Delta'_0 = s'_{h \min} - s_{h \min}$, или после подстановки и преобразований

$$\Delta'_0 = s_{h \min} \cdot (k \cdot K_2 \cdot W / K_{20} \cdot W_0 - 1) \quad (18),$$

где коэффициент уточнения k рассчитывается по формуле

$$k = s_{h \min(i)} \cdot W_{(i)} / s_{h \min(i-1)} \cdot W_{(i-1)} \quad (19),$$

где i — порядковый номер уточняющего расчета.

По полученным значениям Δ'_0 подсчитывается суммарная величина профильной модификации Δ_0 и строится график или подбирается аппроксимирующая функция. В качестве аргумента может быть взят текущий радиус или любой другой параметр, определяющий положение точки на профиле катода.

Статья поступила в редакцию 22.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА НА ВЕЛИЧИНУ ОГРАНКИ

Малышко И.А., Сурженко А.Н., Мирошниченко А.В., Тимохина В.Ю.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Clause contains the information on influence of oscillatory processes on a direction movement of the center of the axial tool and parameters of an aperture processed by this tool

Выполненные исследования [1, 2] показали, что при обработке отверстий осевым инструментом, наблюдается образование огранки отверстий, причем это явление характерно как для предварительной, так и окончательной обработки.

Причиной образования огранки являются колебания в технологической системе, которые могут быть как вынужденными, так автоколебательными. На данном этапе исследований рассматриваются только вынужденные колебания.

Исследования показали, что при вынужденных колебаниях соотношение между количеством граней в поперечном сечении отверстия и числом пар зубьев инструмента определяется зависимостью

$$n = 2z + 1,$$

где n - количество граней в поперечном сечении отверстий; z - число пар зубьев инструмента.

Образование огранки определяется двумя видами движения: колебательным движением центра инструмента и его вращательным движением.

Направление вращательного движения определяется кинематикой процесса резания. В то время как направление колебательного движения определяется соотношением сил на передней и задней поверхностях зуба инструмента.

Так как все зубья осевого инструмента связаны жесткой кинематической связью, то направление движения его центра будет определяться направлением движения вершины зубьев, полученным при его врезании.

После образования следа на поверхности резания его форма, ввиду наличия обратной связи с замкнутой динамической системой станка, будет в свою очередь оказывать влияние на траекторию движения центра.

Исследования, выполненные Кудиновым В.А. [3] показали, что при наличии внешних воздействий и отсутствии сил демпфирования или при малой их величине, сила резания отстает от изменения толщины среза. В

результате вершина зуба инструмента будет двигаться в направлении действия главной составляющей силы резания, т.е. противоположно вращению инструмента.

Движение центра инструмента противоположно действию тангенциальной силы P_z возможно только в том случае, когда силы упругих деформаций на задней поверхности будут больше сил на передней поверхности зуба. На первом этапе исследований допустимо предположить, что силы на передней поверхности зуба отсутствуют, и будет рассмотрено только действие сил на задней поверхности, что характерно для периода врезания инструмента.

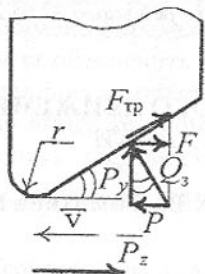


Рис. 1. Силы упругого последствия обработанной поверхности и силы на задней поверхности зуба инструмента

Из рис. 1 видно, что движение зуба инструмента в направлении вектора скорости резания $\vec{v}$ будет возможно, когда сила P , создаваемая силами упругого последствия Q_3 обработанной поверхности будет больше проекции силы трения F_{trp} .

Уравнение равновесия системы запишется в виде

$$F_{trp} = P = 0, \quad (1)$$

где $F_{trp} = Q_3 \mu \cos \alpha$; $P = Q_3 \sin \alpha$; μ - коэффициент трения между задней поверхностью зуба инструмента и обработанной поверхностью детали; Q_3 - сила упругопластического контакта, действующая на заднюю поверхность зуба; α - задний угол.

После подстановки значений сил F_{trp} и P уравнение (1) имеет вид

$$Q_3 \mu \cos \alpha = Q_3 \sin \alpha. \quad (2)$$

После соответствующих преобразований уравнение (2) имеет вид

$$\mu = \tan \alpha.$$

Выполненные исследования показали, что коэффициент трения на задней поверхности зуба $\mu = 0,6$ [1], что соответствует величине заднего угла $\alpha = 31^\circ$. Таким образом, движение зуба инструмента в направлении его вращения и противоположно действию тангенциальной составляющей силы P_z возможно только при величине заднего угла $\alpha > 31^\circ$.

Учитывая, что для осевых инструментов типа зенкер и развертка величина задних углов не превышает 12° , то движение вершины зуба, а соответственно, и центра инструмента противоположно действию силы P_z является невозможным.

Траектория движения осевого инструмента при наличии колебательного движения рассмотрена на примере развертывания.

Уравнение колебательного движения центра, когда его направление является противоположным направлению вращения развертки относительно неподвижной системы координат $VO_1\xi$ (рис. 2,а) имеющее общее начало с геометрической осью предварительно обработанного отверстия, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} v_{0n} &= A \cos \omega_0 t; \\ \xi_{0n} &= -A \sin \omega_0 t, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где A - амплитуда радиальных колебаний центра развертки; ω_0 - круговая частота колебания центра.

Предполагая, что период колебания центра определяется временем поворота развертки на один угловой шаг, с учетом уравнения (3) закон

движения любого зуба развертки в плоскости, перпендикулярной ее оси имеет вид

$$\begin{cases} v_k = R_{ек} \cos(\omega t + \theta_k') + A \cos \omega_0 t; \\ \xi_k = R_{ек} \sin(\omega t + \theta_k') - A \sin \omega_0 t, \end{cases} \quad (4)$$

где $R_{ек}$ - радиус зуба развертки при эксцентричном расположении развертки относительно оси отверстия; ω - круговая частота вращательного движения развертки.

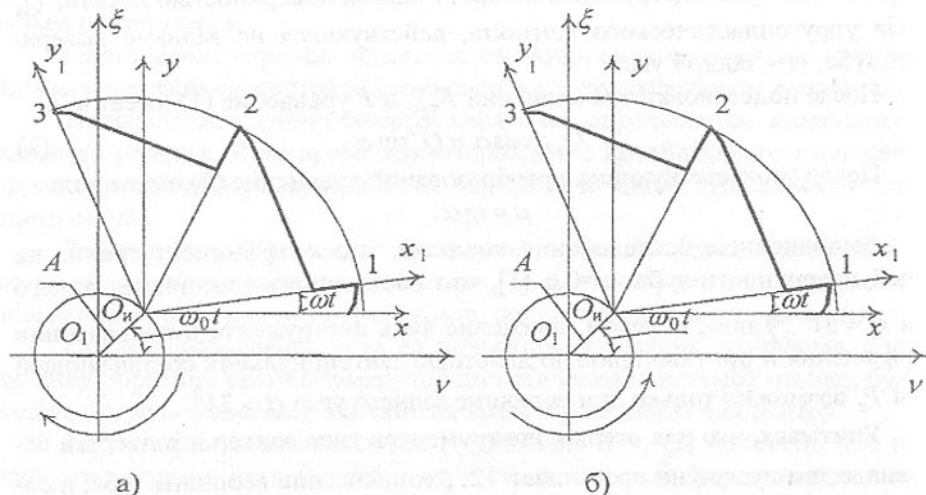


Рис. 2 - Схема движения центра развертки: а) направление движения центра противоположно направлению ее вращения; б) направление движения центра совпадает с направлением ее вращения;

Количество граней в поперечном сечении отверстия можно определить из равенства

$$n = \frac{T}{T_z}, \quad (5)$$

где $T = \frac{4\pi z}{\omega_0}$ - время, в течении которого развертка совершит один оборот;

$T_z = \frac{2\pi}{\omega_0 + \omega}$ - период колебания центра развертки.

Таким образом, количество граней при движении центра развертки в сторону противоположную ее вращению определится из выражения

$$n = 2z + 1. \quad (6)$$

Из выражения (6) видно, что при движении центра развертки в сторону, противоположную ее вращению, количество граней в поперечном сечении отверстия на единицу больше числа зубьев развертки.

Опыты показали, что применение в качестве СОЖ НГП - 205 при обработке стали 45 приводит к усадке отверстий. При величине эксцентриситета $e=0,025$ мм разбивание отверстий наблюдается только в период врезания развертки. После 3 - 5 оборотов развертки разбивание переходит в усадку. Наличие усадки отверстий приводит к значительному увеличению сил на калибрующей ленточке. Однако и в этом случае количество граней в поперечном сечении отверстия оставалось на единицу больше числа зубьев развертки, что говорит о движении центра развертки в направлении противоположном ее вращению. Это можно объяснить только влиянием следа, образовавшегося на поверхности резания, на траекторию движения центра развертки.

Создание условий, обеспечивающих движение центра развертки с задним углом $\alpha = 8^\circ$ в сторону ее вращения, на практике не всегда представляется возможным. Например, для устранения эксцентричного расположения оси развертки относительно оси предварительно обработанного отверстия целесообразно применять "плавающее" закрепление развертки или детали. Устранение несоосности развертки и предварительно обработанного отверстия еще не гарантирует движение центра в направлении вращения развертки, так как при указанном закреплении развертки в период врезания силы демпфирования на вспомогательной режущей кромке практически отсутствуют. По мере входа развертки в обработанное отверстие силы демпфирования увеличиваются, но в это время на траекторию движения центра уже оказывает влияние след, образовавшийся в период врезания. Поэтому силы, действующие на задние поверхности зубьев, могут быть не достаточными для того, чтобы преодолеть сопротивление сил на передней поверхности и сил трения на задней поверхности зуба, а соответственно, и изменить направление движения центра в направлении вращения развертки.

Увеличение сил упруго - пластического контакта на задней поверхности зубьев в момент врезания (рис. 2) создавалось искусственно, за счет пружины "плавающего" патрона, в котором крепится развертка.

Уравнение колебательного движения центра, когда его направление совпадает с направлением вращения развертки относительно неподвижной системы координат $YO_1\xi$ (рис. 2,б), начало которой совпадает с геометрической осью предварительно обработанного отверстия, имеет вид:

$$\begin{cases} v_{0u} = A \cos \omega_0 t; \\ \xi_{0u} = A \sin \omega_0 t; \end{cases} \quad (7)$$

Траектория, описываемая зубьями развертки, когда движение центра совпадает с направлением ее вращения

$$\begin{cases} v_k = R_p \cos(\omega t + \theta'_k) + A \cos \omega_0 t; \\ \xi_k = R_p \sin(\omega t + \theta'_k) + A \sin \omega_0 t; \end{cases} \quad (8)$$

Тогда количество граней в поперечном сечении отверстия согласно выражению (5)

$$n = 2z - 1. \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что при совпадении направления движения центра и вращения развертки количество граней в поперечном сечении отверстия на единицу меньше числа зубьев.

Выполненные исследования показали, что при отсутствии дополнительных источников сил на задней поверхности зуба осевого инструмента траектория колебательного движения зуба, а следовательно, и центра инструмента противоположна направлению действия силы P_z является невозможной.

Список литературы: 1. Малишко И.А. Основы теории проектирования осевых комбинированных инструментов, автореф. док. дис. - Київ, 1996. - 33 с. 2. Schmolz K. Reibahle für hohe Kreisform, Genauigkeit. Werkstatt und Betrieb №5, 103, 1970. 3. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. - 360 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ХАРАКТЕР ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ ПО ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ

Малишко И.А., Татьянченко А.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The analytical dependence allowing to take into account curvature a surface of a processable aperture at definition of size elastic reaction is developed. The influence of curvature on factor of a shaving and corner shear is investigated.

Интенсивность теплотыделения по задней поверхности при обработке резанием, вызванного трением задней поверхности инструмента и поверхности детали, в значительной степени определяется характером их уп-

ругого взаимодействия и, в первую очередь, величиной упругого последствия обработанной поверхности [1]:

$$H_y = \rho(1 - \cos \Theta), \quad (1)$$

где ρ - радиус округления режущей кромки, Θ - угол скалывания. Вели-

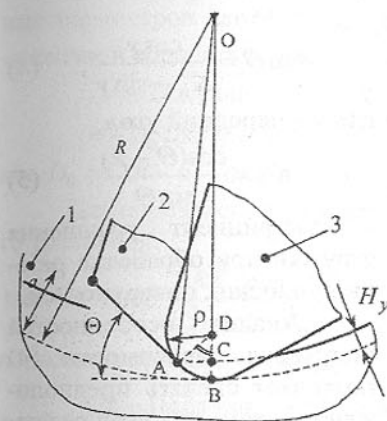


Рис.1. Определение величины упругого последствия с учетом кривизны обрабатываемой поверхности: 1 - деталь, 2 - стружка, 3 - инструмент

чина H_y зависит от степени износа и геометрии инструмента, определяющей значение параметра Θ . Для инструмента, предназначенного для обработки отверстий, на величину H_y существенное влияние оказывает также кривизна $1/R$, где $2R$ - диаметр обрабатываемого отверстия. С ее учетом исходя из соотношений геометрических параметров в зоне резания (рис.1) автором было получена зависимость

$$H_y = R - \sqrt{R^2 - 2\rho(1 - \cos \Theta)(R - \rho)}. \quad (2)$$

Сравнение результатов, полученных по формулам (1) и (2) показывает, что наибольшее влияние на величину упругого последствия (до 1,5%) кривизна отверстия оказывает при малых значениях R и ρ . В целом влияние кривизны в большинстве случаев не превышает 1%, однако, поскольку угол Θ также зависит от кривизны, окончательный вывод о целесообразности учета влияния кривизны на упругое последствие необходимо делать после исследования ее влияния на этот угол.

Применительно к условиям обработки отверстий целесообразно использовать полученную С.Н. Филоненко аналитическую зависимость для определения угла Θ с учетом кривизны обрабатываемой поверхности [1]:

$$\Theta = \arctan \frac{R - \sqrt{(R - a)^2 - a_1^2}}{a_1} - \arctan \frac{R - \sqrt{R^2 - a_1^2}}{a_1}, \quad (3)$$

где a - толщина срезаемого слоя, a_1 - толщина стружки.

Однако это выражение имеет ряд допущений, таких как пренебрежением влиянием переднего угла γ , и содержит неизвестный параметр - толщину стружки a_1 . Недостаточно обоснованным является также принятое при выводе формулы предположение о направлении вектора скорости вершины режущей кромки в текущий момент времени. Поэтому для уточнения зависимости (3) автором были проведены исследования характера

образования угла скалывания Θ при обработке отверстий. В специальной справочной литературе [2] отсутствует четкое определение угла скалывания Θ . Наиболее известным выражением для определения параметра Θ является выражение, полученное И.А. Тиме для прямолинейного ортогонального резания, [2]:

$$\tan \Theta = \frac{\cos \gamma}{K_a - \sin \gamma}, \quad (4)$$

где γ - передний угол,

$$K_a = \frac{\cos(\Theta - \gamma)}{\sin \Theta}. \quad (5)$$

- коэффициент утолщения стружки при обработке резанием плоских поверхностей.

Анализ особенностей получения зависимости (4) позволяет сделать предположение о том, что угол скалывания Θ равен углу между плоскостью среза и направлением движения вершины режущей кромки в данный момент времени. Рассмотрим с этих позиций характер упругого деформирования поверхности отверстия диаметром $2R$ без учета округления режущей кромки (рис.2). Выражая отрезок AC через параметры срезаемого слоя в зоне резания, получаем следующее соотношение

$$R - \frac{\sqrt{(R-a)^2 - \left(\frac{K_0 a \cos \Theta}{\cos(\Theta - \gamma)}\right)^2}}{\sin \Theta} = \frac{K_0 a}{\cos(\Theta - \gamma)},$$

где K_0 - коэффициент утолщения стружки при обработке отверстий, учитывающий влияние кривизны обрабатываемой поверхности, или с учетом $\cos(\Theta - \gamma) = \cos \Theta \cos \gamma - \sin \Theta \sin \gamma$

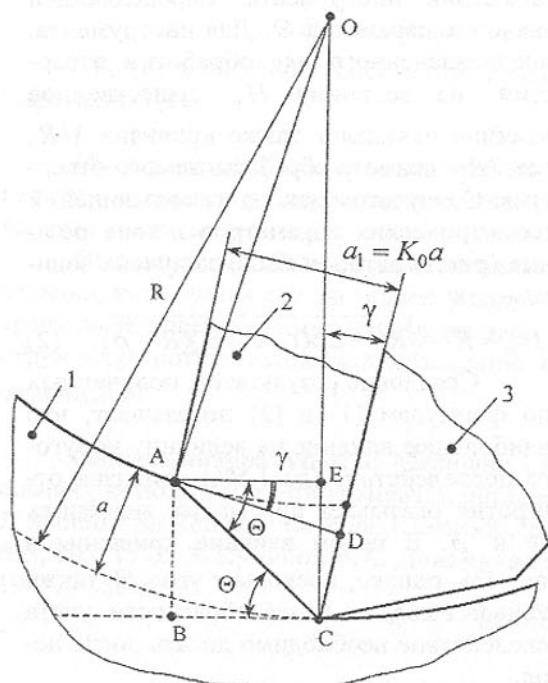


Рис.2. Определение угла сдвига Θ с учетом кривизны обрабатываемого отверстия: 1 - деталь, 2 - стружка, 3 - инструмент

$$R - \sqrt{(R-a)^2 - \left(\frac{K_0 a}{\cos \gamma - \sin \gamma \tan \Theta}\right)^2} = \frac{K_0 a \tan \Theta}{\cos \gamma - \sin \gamma \tan \Theta}. \quad (6)$$

После преобразования (6) получим базовое уравнение для определения параметров $\tan \Theta$ и K_0 , связывающее элементы срезаемого слоя с кривизной обрабатываемой поверхности

$$-2RK_0 \tan \Theta \cos \gamma + 2RK_0 \tan^2 \Theta \sin \gamma + K_0^2 a \tan^2 \Theta = -D_0 \cos^2 \gamma + 2D_0 \cos \gamma \sin \gamma \tan \Theta - D_0 \sin^2 \gamma \tan^2 \Theta - K_0^2 a. \quad (7)$$

где $D_0 = (2R - a)$ - диаметр средней линии срезаемого слоя,

Для определения параметра $\tan \Theta$ преобразуем (7) к виду квадратного уравнения:

$$\tan^2 \Theta - \tan \Theta \frac{2RK_0 \cos \gamma + 2D_0 \cos \gamma \sin \gamma}{K_0^2 a + 2RK_0 \sin \gamma + D_0 \sin^2 \gamma} + \frac{D_0 \cos^2 \gamma + K_0^2 a}{K_0^2 a + 2RK_0 \sin \gamma + D_0 \sin^2 \gamma} = 0,$$

корни которого будут равны

$$\tan \Theta = \frac{(2\xi - 1) \cos \gamma \sin \gamma + \xi K_0 \cos \gamma \pm K_0 \sqrt{\xi^2 \cos^2 \gamma - 2\xi + 1 - K_0^2 - 2\xi K_0 \sin \gamma}}{K_0^2 + 2\xi K_0 \sin \gamma + (2\xi - 1) \sin^2 \gamma}. \quad (8)$$

где $\xi = \frac{R}{a}$ - безразмерный параметр, характеризующий условия обработки отверстия многолезвийным осевым инструментом.

При обработке прямолинейных поверхностей $\xi \rightarrow \infty$, $\beta \rightarrow 1$. Тогда

$$\lim_{\xi \rightarrow \infty} \frac{(2\xi - 1) \cos \gamma \sin \gamma + \xi K_0 \cos \gamma \pm K_0 \sqrt{\xi^2 \cos^2 \gamma - 2\xi + 1 - K_0^2 - 2\xi K_0 \sin \gamma}}{K_0^2 + 2\xi K_0 \sin \gamma + (2\xi - 1) \sin^2 \gamma} = \frac{\cos \gamma}{K_a - \sin \gamma}$$

что соответствует выражению (4) для обработки плоских поверхностей.

В частном случае при $\gamma = 0$, когда $\sin \gamma = 0$, $\cos \gamma = 1$

$$\tan \Theta = \frac{\xi \pm \sqrt{\xi^2 - (2\xi - 1) - K_0^2}}{K_0}. \quad (9)$$

В выражениях (8) и (9) параметр K_0 отражает особенности утолщения стружки при обработке криволинейных поверхностей. Для его определения решим базовое уравнение (7) относительно K_0 . В этом случае также получается квадратное уравнение, которое имеет вид

$$K_0^2 - \frac{2K_0 \xi (\tan \Theta \cos \gamma - \tan^2 \Theta \sin \gamma)}{(\tan^2 \Theta + 1)} + \frac{(2\xi - 1)(\cos^2 \gamma - 2 \cos \gamma \sin \gamma \tan \Theta + \sin^2 \gamma \tan^2 \Theta)}{(\tan^2 \Theta + 1)} = 0,$$

а его корни

$$K_0 = \frac{\xi(\tan \Theta \cos \gamma - \tan^2 \Theta \sin \gamma)}{(\tan^2 \Theta + 1)} \pm \sqrt{\frac{\xi^2(\tan \Theta \cos \gamma - \tan^2 \Theta \sin \gamma)^2}{(\tan^2 \Theta + 1)^2} - \frac{(2\xi - 1)(\cos^2 \gamma - 2 \cos \gamma \sin \gamma \tan \Theta + \sin^2 \gamma \tan^2 \Theta)}{(\tan^2 \Theta + 1)}} \quad (10)$$

где $\tan \Theta$ определяется выражением (4) для плоских поверхностей. После подстановки (4) и преобразований выражение (10) принимает вид

$$K_0 = \frac{(K_a - 2 \sin \gamma)(\xi \cos^2 \gamma \pm \cos \gamma \sqrt{\xi^2 \cos^2 \gamma - (2\xi - 1)(1 + K_a^2 - 2K_a \sin \gamma)})}{(1 + K_a^2 - 2K_a \sin \gamma)} \quad (11)$$

В частном случае, при $\gamma = 0$, когда $\sin \gamma = 0$, $\cos \gamma = 1$, выражение (10) без учета переднего угла принимает вид

$$K_0 = \frac{K_a \left(\xi - \sqrt{\xi^2 - (2\xi - 1)(1 + K_a^2)} \right)}{(1 + K_a^2)}$$

Для определения коэффициента усадки стружки K_a при обработке плоских поверхностей можно использовать известные выражения [2,4].

Таким образом, влияние кривизны обрабатываемой поверхности на величину упругого последствие обработанной поверхности H_y можно определить, используя зависимости (1), (8), (9), (11), (12). При этом зависимости (8) и (11) учитывают изменение положения плоскости скалывания (среза) при изменении величины переднего угла γ . На рис. 3 и 4 приведены диаграммы изменения параметров K_0 и $\tan \Theta$, полученные по известным зависимостям и с использованием полученных выражений.

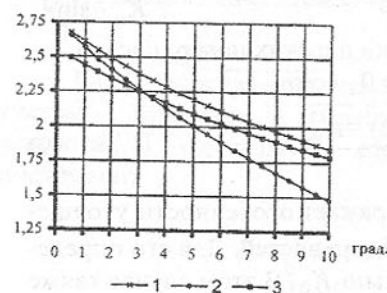


Рис.3. Зависимость коэффициента утолщения стружки K_0 от угла γ : 1 – С учетом кривизны поверхности (12) 2 – С учетом кривизны поверхности (11) 3 – Для плоской поверхности [3]

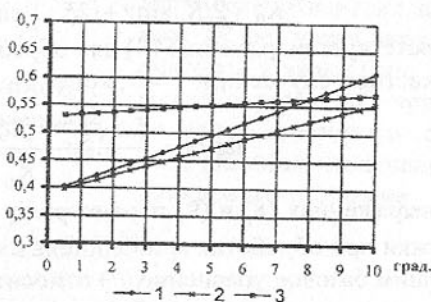


Рис.4. Зависимость параметра $\tan \Theta$ от угла γ : 1 – С учетом кривизны поверхности (8) 2 – По формуле С.Н. Филоненко (3) 3 – Для плоской поверхности (4)

Расхождение в определении параметра $\tan \Theta$ по сравнению с данными С.Н. Филоненко составило 11% за счет более точного рассмотрения механики резания и учета влияния переднего угла γ . Сравнение результатов расчета параметра $\tan \Theta$ с учетом и без учета кривизны обрабатываемой поверхности показало, что использование известных зависимостей, полученных для прямолинейного ортогонального резания, при обработке криволинейных поверхностей неправомерно, поскольку ведет к существенным погрешностям в определении параметра $\tan \Theta$ и, следовательно, величины упругого последствие обработанной поверхности.

Список литературы: 1. Филоненко С.Н. Резание металлов. - К.: Техника, 1975. - 232 с. 2. Справочник инструментальщика / Под ред. И.А.Ординарцева. - М.: Машиностроение, 1987. - 846с. 3. Виноградов А.А. Физические основы процесса сверления труднообрабатываемых материалов твердосплавными сверлами. - К.: Наукова думка, 1985. - 264 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОЛИРОВАЛЬНОЙ СУСПЕНЗИИ ПРИ РАБОТЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ОПТИКИ

Маляренко А.Д., Митенков М.В.
(БНТУ, г. Минск, Беларусь)

Researches of temperature fields arising in a zone of processing and influence of work of the process equipment on change of temperature of the technological environment are carried out.

При работе на металлорежущих станках было замечено [1], что отдельные части станка в ряде случаев нагреваются до сравнительно высоких температур. Теплообразование в механизмах станков является существенным фактором, определяющим температурное поле и температурные деформации станков.

Отличие станков оптико-обрабатывающей группы от описанной заключается в том, что при обработке происходит копирование поверхности инструмента в результате их взаимного притирания. Основным фактором, влияющим на точность обработки, будет термическая деформация корпуса притира, возникающая в результате изменения температуры полировальной суспензии [2].

В свете вышесказанного актуальным является вопрос оценки влияния работающих узлов оборудования на изменение температуры полировальной суспензии.

Как показал опыт работы на станках для обработки оптических поверхностей, основным фактором, влияющим на нагрев полировальной суспензии, является двигатель питателя полировальной суспензии. Поэтому предлагаемая методика расчета изменения температуры полировальной суспензии при работе оборудования для обработки оптики условно разделена на три этапа: нагрев вала двигателя питателя; подогрев суспензии в объеме питателя; изменение температуры суспензии в результате ее циркуляции по трубопроводу станка.

1. Для оценки нагрева электрического двигателя в первом приближении его необходимо представить как однородное тело с источниками тепла (потерями), равномерно распределенными внутри его объема. При неизменных во времени потерях процесс нагревания поверхности двигателя описывается уравнением теплового баланса [3]

$$\sum P dt = C d(\Delta \vartheta) + \alpha S \Delta \vartheta dt, \quad (1)$$

где $\sum P$ - сумма потерь мощности в объеме двигателя, Вт; C - теплоемкость двигателя, $C = cm$, c - удельная теплоемкость материала двигателя Дж/(кг·°C); m - масса двигателя, кг; α - коэффициент теплоотдачи с поверхности, Вт/(м²·°C); S - поверхность охлаждения, м²; $\Delta \vartheta$ - превышение температур поверхности двигателя над температурой охлаждающей среды, °C.

При длительной работе с неизменной нагрузкой наступает тепловое равновесие, при котором все выделенные внутри двигателя потери рассеиваются в окружающую среду, нагрев двигателя прекращается [$d(\Delta \vartheta) = 0$]. В данном случае имеет место установившийся режим работы ($\Delta \vartheta_{уст} = const$). Тогда уравнение (1) примет вид:

$$P \Delta t = \alpha S \Delta \vartheta_{уст} \Delta t,$$

Отсюда

$$\Delta \vartheta_{уст} = \frac{P}{\alpha S}. \quad (2)$$

Определив используемый тип двигателя, можно определить потери P в нем.

В частном случае, при нагреве машины из практически холодного состояния (при $t = 0$ $\Delta \vartheta_0 = 0$ при $t = \infty$ $\Delta \vartheta_{\infty} = \Delta \vartheta_{уст}$) превышение температуры определится из следующей зависимости

$$\Delta \vartheta = \Delta \vartheta_{уст} \left(1 - e^{-t/T} \right), \quad (3)$$

где T - постоянная времени нагрева, с:

$$T = \frac{C}{\alpha S}. \quad (4)$$

Передача тепла от двигателя в вал осуществляется через муфту, т.е. через стык. Для практических расчетов процесс передачи тепла через стык может быть рассмотрен как эквивалентный процесс теплопередачи путем соприкосновения. Для этого вводят некоторый эквивалентный коэффициент теплопередачи стыка. В этом случае количество тепла Q_c переданное путем соприкосновения, определяется следующим выражением:

$$Q_c = \alpha_{СТ} F (\vartheta_1 - \vartheta_2), \quad (5)$$

где $\alpha_{СТ}$ - коэффициент теплопроводности стыка, представляющий собой количества тепла, проходящее в единицу времени через единицу площади стыка при перепаде температур контактирующих поверхностей в 1°C, Вт/м²·°C; F - площадь стыка, м²; ϑ_1 и ϑ_2 - избыточные температуры контактирующих поверхностей, °C.

Определив тепловой поток, можно рассчитать нагрев вала в месте его соединения с двигателем. Температурное поле вала может быть определено, если его с тепловой точки зрения уподобить стержню.

При указанных допущениях температурное поле вала в данной точке определяется по формуле:

$$\vartheta_x = \vartheta_0 e^{-mx}, \quad (6)$$

$$\vartheta_0 = \frac{Q_c}{\alpha_1 \lambda_1 F \cdot U_1}, \quad (7)$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_1 U_1}{\lambda_1 F}}, \quad (8)$$

где ϑ_x - температура вала, °C; ϑ_0 - средняя температура шейки вала, °C; α_1 - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°C; λ_1 - коэффициент теплопроводности, Вт/м·°C; U_1 - периметр теплоотдающей поверхности вала, м; F - площадь поперечного сечения вала, м²; x - расчетная координата вала, м.

Нагрев вала происходит также за счет теплообразования в подшипниках. Теплообразование Q_k в подшипнике качения определяется по формуле:

$$Q_k = 0,885 M_T n, \quad (9)$$

$$M_T = (T_{он} + f_n P_n) \frac{r_n}{1000}, \quad (10)$$

где M_T - момент трения в подшипнике, Н·м; $T_{он}$ - сила трения на плече, равному радиусу вала при отсутствии нагрузки ($C = T_{он}/d = 0,005$ [1]), Н; f_n - условный коэффициент трения, равный отношению приращения силы

к приращению нагрузки ($f_n=0,001$); P_n – нагрузка, Н; r_n – радиус вала, мм; n – число оборотов вала в минуту.

Температурное поле вала при действии подшипников может быть определено по формулам

$$\vartheta_{x \text{ подш}} = \vartheta_{0 \text{ подш}} \frac{ch[m(L-x)]}{ch(mL)}, \quad (11)$$

$$\vartheta_{0 \text{ подш}} = \frac{Q_k m}{\alpha_l U_l * th(mL)}, \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_l U_l}{\lambda_l F}}, \quad (13)$$

где $\vartheta_{x \text{ подш}}$ – температура вала, °С; $\vartheta_{0 \text{ подш}}$ – средняя температура шейки вала в подшипниках, °С; L – длина вала, м.

Общая температура вала определяется суммированием

$$T_B = \vartheta_x + \sum_{i=1}^k \vartheta_{x \text{ подш}}, \quad (14)$$

где k – количество используемых в конструкции подшипников.

Коэффициента теплоотдачи α , входящий в вышеуказанные выражения, в первом приближении можно рассчитывать по формулам для определения коэффициентов теплоотдачи в воздух, приведенным к условиям ($\vartheta_0 = 20^\circ$) и размерностям, относящимся к резанию материалов.

2. Подогрев суспензии в объеме питателя происходит в результате передачи тепла от вала двигателя. При этом в контакте находится лишь часть вала. Таким образом, теплота P , отданная в жидкость, рассчитывается из формулы

$$P = \alpha S (T_B - T_1), \quad (15)$$

где α – коэффициент теплоотдачи поверхности, Вт/м² °С; S – площадь, омываемая суспензией, м²; T_1 – начальная температура суспензии.

Подогрев суспензии в результате работы двигателя определится [4] как

$$T_c = \frac{P}{cW}, \quad (16)$$

где W – расход суспензии, л/мин.

Подогретая суспензия поступает в трубопровод, где часть тепла суспензии тратится на его нагрев. После ряда упрощений, приемлемых для расчета сравнительно длинных проводников [4], определим потерянную суспензией температуру.

Будем считать, что удельные потери p (Вт/м³), выделяемые в единице объема проводника, при температуре охлаждающей среды на входе в канал равны p_0 и их зависимость определяется соотношением

$$p = p_0 (1 + \beta T_k), \quad (17)$$

где T_k – превышение температуры проводника в рассматриваемом сечении над температурой охлаждающей среды при входе в канал; β – температурный коэффициент.

Охлаждение полировальной суспензии в результате ее циркуляции по трубопроводу можно определить по формуле

$$\Delta T_c = \frac{p_0 S}{cW} x, \quad (18)$$

где x – длина трубопровода, м.

Превышение температуры проводника ΔT_k в рассматриваемом сечении канала определится

$$\Delta T_k = \frac{p_0 S}{cW} x + \frac{p_0 S}{\alpha L}, \quad (19)$$

где α – коэффициент теплоотдачи трубопровода, Вт/(м² °С); L – эффективный периметр канала, м.

Коэффициент теплоотдачи α может быть определен на основе критерияльного уравнения теплообмена в каналах.

3. При попадании суспензии в зону обработки, она уносит часть тепла с поверхности обрабатываемой детали, нагреваясь при этом. Количество тепла, уносимого с поверхности обрабатываемой заготовки можно определить по формуле (15), а подогрев суспензии по формуле (16).

Далее суспензия попадает в выходной трубопровод и по нему стекает обратно в питатель полировальной суспензии. Охлаждение полировальной суспензии и повышение температуры проводника выходного трубопровода определяются из соотношений (17)-(19).

Нами были проведены расчеты изменения температуры полировальной суспензии в объеме питателя и в зоне обработки в результате работы оборудования, используя приведенную методику. Кроме того, нами экспериментально контролировалась изменение температуры полировальной суспензии в течение рабочей смены в указанных зонах. Сходимость результатов экспериментов и численных исследований представлена на рис. 1. Анализ кривых показывает их качественное соответствие.

Используя приведенную методику и расчетные соотношения можно рассчитать температурное поле и определить изменение температуры полировальной суспензии как результат работы оборудования.

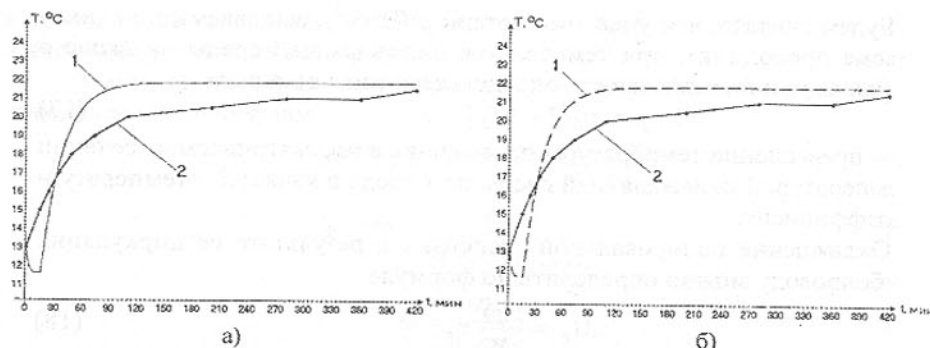


Рис. 1. Изменение температуры полировальной суспензии T в течение рабочей смены (1 - результаты расчета; 2 - эксперимент) при температуре окружающей среды $T_c = 11^\circ\text{C}$: а - в объеме питателя; б - в зоне обработки.

Список литературы: 1. Скраган В.А. Жесткость, точность и вибрации при механической обработке. - М.: Машгиз. - 1956. - с.169-191. 2. Малащенко А.Д., Митенков М.В. Причины изменения температуры технологической среды при доводке оптических линз // Материалы междунар. 54 научно-технич. конференции БГПА/ Белор. Госуд. Политехн. Академия. - Минск. - 2000. - Часть 5. - С.89. 3. Проектирование электрических машин / Под ред. И.П. Копылова. - М.: Энергоатомиздат. - 1986. - 424 с. 4. Филиппов И.Ф. Теплообмен в электрических машинах: Учеб. пособие для вузов. - Л.: Энергоатомиздат. - 1986. - 256 с.

Статья поступила в редакцию 7.06.2002 г.

МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИЕ ПРИВОДА РОБОТОТЕХНИКИ, МЕХАТРОННЫХ И СЕРВИСНЫХ УСТРОЙСТВ

Мардосевич Е.И. (ИНДМАШ НАН Беларуси, г. Минск, РБ)

The results of theoretical and experimental researches of possibilities of using of a cermet for creation super light robotic drives, mechatronics and service systems with improved vibroacoustics and reliability features are described.

Интенсивное развитие робототехнических, мехатронных и сервисных систем неразрывно связано с постоянно растущими требованиями к повышению их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, себестоимости изготовления, веса и энергопотребления. К одному из перспективных путей комплексного решения этой задачи является создание мотор-редукторов с различными типами планетарных передач с большим передаточным отношением, ос-

новные детали которых изготовлены из алюминиевых сплавов, на рабочих поверхностях которых сформированы многослойные покрытия на основе модифицированной, в том числе ультрадисперсными алмазами, металлокерамики, имеющие толщины $0,07 \pm 0,3$ мм и твердость 12 ± 22 ГПа.

Учитывая относительно высокую хрупкость немодифицированных оксидокерамических покрытий этого типа, разрушающихся под воздействием интенсивных динамических нагрузок, для обеспечения требуемых параметров надежности при проектировании и изготовлении металлокерамических редукторов должен быть реализован комплексный подход к решению этой проблемы, включающий:

- разработку, с учетом реальных условий эксплуатации, конструкции редуктора, в которой было бы исключено появление или обеспечено эффективное снижение динамической нагруженности рабочих поверхностей взаимодействующих элементов, имеющей внутренние напряжения в элементах конструкции на уровнях, приемлемых с позиций реализации требований к прочностным характеристикам композиционной металлокерамики и алюминиевых сплавов основы;
- подбор состава сформированной на рабочих поверхностях взаимодействующих между собой деталей редуктора многослойной композиционной металлокерамики, обеспечивающей наиболее рациональное сочетание свойств материалов, толщин основы и поверхностных слоев с позиций их прочности при кратковременных перегрузках и многоцикловом нагружении, приемлемых трибологических параметров и, связанных с ними коэффициентов трения;
- формирование наиболее рациональных, технически и экономически обоснованных технологических схем изготовления основных элементов конструкции, включая создание на их рабочих поверхностях композиционной металлокерамики.

Конструктивные схемы и особенности металлокерамических планетарных передач, в значительной мере отвечающих приведенным выше требованиям, показаны в таблице 1 /1-5/.

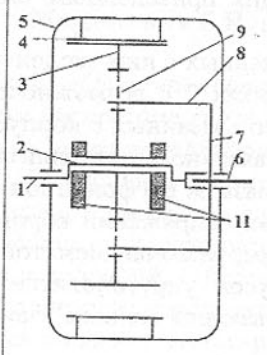
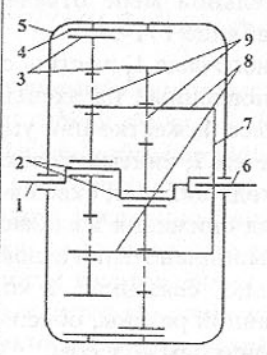
Они состоят из входного вала 1, жестко связанных с ним эксцентриков 2, сателлитов 3, установленных на эксцентриках 2 с возможностью вращения, корончатых колес 4, жестко или упруго связанных с корпусом 5, выходного вала 6 с фланцем 7, кинематически связанного с сателлитами 3 с помощью пальцев 8, входящих в их сквозные пазы 9. Во фрикционных планетарных передачах для снижения изгибающих напряжений корончатое колесо может быть выполнено многослойным, включающем тонкое металлокерамическое кольцо, связанное с корпусом упругоподатливым элементом 10 из армированной резины, обеспечивающей силовое взаимодействие сателлитов с корончатым колесом.

В более простых однопоточных кинематических схемах, ориентированных на использование в мотор-редукторах с невысокими мощностями и частотами вращения, устанавливаются специальные балансиры 11. При больших частотах вращения и повышенных мощностях более целесообразна двухпоточная кинематическая схема, которая, при соблюдении соответствующих требований к точности, практически не требует балансировки и имеет компенсированную в радиальном направлении нагруженность подшипников входного вала. В схемах с подвижным, не требующим крепления, корончатым колесом в виде гибкого обода 4 вводятся взаимодействующие с ним дополнительные кольцевые элементы 12.

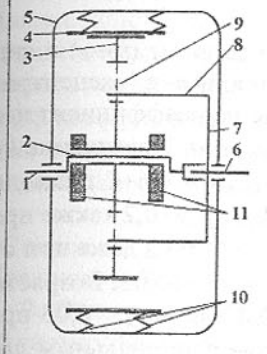
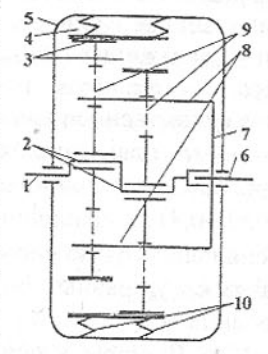
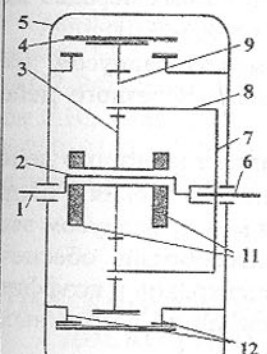
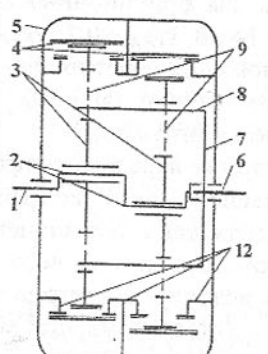
К одному из основных факторов, определяющих технико-экономические показатели использования приведенных выше конструктивных решений, можно отнести коэффициент их полезного действия, определяемый, как будет показано ниже, особенностями их кинематических схем, а также коэффициентами трения при взаимодействии рабочих поверхностей. Их анализ показывает, что наиболее существенное влияние на к.п.д. передачи оказывают:

- угловая координата, связанная с точностными и технологическими аспектами изготовления передачи и отражающая реальное расположение зоны контакта сателлита с эксцентриком;
- соотношение радиуса поверхности разьема эксцентрика и эксцентриситета, определяющееся конструктивными особенностями передачи и ее передаточным числом;
- коэффициенты трения в сопряжениях эксцентрик - сателлит $k_{тр.эк}$ и для фрикционных передач $k_{тр.фр}$ эксцентрик-корончатое колесо.

Таблица 1. Схемы цилиндрических металлокерамических планетарных передач

	Однопоточная схема	Двухпоточная схема	Особенности
Зубчатые планетарные передачи			Малые габариты и вес, повышенные надежность и коэффициент полезного действия. Значительно меньшая, по сравнению с циклоидальной передачей себестоимость и более низкая вибро-акустическая активность.

Продолжение табл. 1

Фрикционная планетарная передача			Безлюфтовые малогабаритные передачи, имеющие минимально возможный вес при повышенных удельной мощности, ресурсе работоспособности и коэффициенте полезного действия. Рациональный диапазон передаточных чисел $u=20-100$.
Фрикционные планетарные передачи с гибкой связью			Не требуют смазки, экологически безопасны в эксплуатации. Конструкции технологичны, просты и экологически безопасны. Обладают малой, по сравнению с циклоидальными, себестоимостью изготовления. Практически не генерируют шумов и вибраций, не требуют смазки.

Пример влияния на коэффициенты полезного действия фрикционных передач коэффициентов трения при взаимодействии контактирующих поверхностей приведен в табл.2.

Таблица 2. Влияния на коэффициенты полезного действия фрикционных передач коэффициентов трения

$k_{тр.эк}$	$k_{тр.фр}$					$k_{тр.эк}$	$k_{тр.фр}$				
	0,2	0,6	1	1,4	1,8		0,2	0,6	1	1,4	1,8
0,005	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	0,15	0,47	0,72	0,81	0,86	0,89
0,01	0,93	0,98	0,98	0,99	0,99	0,2	0,4	0,66	0,77	0,82	0,85
0,05	0,72	0,89	0,93	0,95	0,96	0,25	0,34	0,61	0,72	0,79	0,82
0,1	0,57	0,8	0,87	0,9	0,92	0,3	0,31	0,57	0,69	0,75	0,8

В целом анализ влияния конструктивных параметров и фрикционных характеристик на коэффициенты полезного действия η_{ϕ} фрикционных планетарных передач показывает следующее:

- коэффициенты трения скольжения ($k_{тр.фр}$) и качения ($k_{тр.к}$) в сопряжении корончатого колеса с сателлитом и сателлита с эксцентриком ($k_{тр.эк}$) оказывают наиболее существенное влияние на коэффициент полезного действия (η_{ϕ}) фрикционных планетарных передач. Повышение $k_{тр.эк}$ до $0,15 \div 0,3$ даже при значительных величинах $k_{тр.фр} = 0,6 \div 1$ приводит к его снижению до уровня $0,69 \div 0,81$. Уменьшение $k_{тр.фр}$ до $0,2$ также приводит к резкому снижению η_{ϕ} до уровня $0,57 \div 0,72$ даже при относительно небольших уровнях $k_{тр.эк}$, равных $k_{тр.эк} = 0,05 \div 0,01$. Возрастание коэффициентов трения качения $k_{тр.к}$ от $k_{тр.к} = 0,01$ до $k_{тр.к} = 0,03$ приводит к снижению η_{ϕ} на $8 \div 12\%$. В целом, к наиболее рациональным диапазонам $k_{тр.фр}$, $k_{тр.к}$ и $k_{тр.эк}$ для фрикционных планетарных передач можно отнести значения $k_{тр.фр} = 1 \div 1,8$, $k_{тр.к} < 0,1$ и $k_{тр.эк} = 0,005 \div 0,01$;

- передаточные отношения, соотношения между радиусом эксцентрика и эксцентриситетом влияют на коэффициент полезного действия фрикционной передачи незначительно;

- в зубчатой планетарной передаче коэффициент полезного действия η_3 весьма существенно зависит как от коэффициентов трения в сопряжении эксцентрика и сателлита, так и соотношения между радиусом эксцентрика и эксцентриситетом, вследствие чего целесообразно обеспечение минимально допустимых величин диаметров эксцентриков и коэффициентов трения между ними и сателлитами при максимально возможных значениях эксцентриситета.

Управление трибологическими параметрами контактирующих поверхностей в разработанных металлокерамических приводах планетарного типа достигается использованием в качестве материала основных элементов алюминиевых сплавов с последующим формированием на их рабочих поверхностях методом анодно-катодной микродуговой обработки оксидо-керамического слоя толщиной $70 \div 250$ мкм твердостью $12 \div 20$ ГПа. На наружной поверхности металлокерамического слоя создается определенная топография, позволяющая в последующем нанести на нее антифрикционный слой толщиной $4-10$ мкм или осуществить поверхностную модификацию, в том числе ультрадисперсными антифрикционными материалами, обеспечивающими снижение коэффициентов трения скольжения до $0,01 \dots 0,005$ и ниже. При соответствующем выборе материала и технологической схемы поверхностной модификации могут быть существенно увеличены прочностные свойства деталей с оксикерамическими покрытиями при их работе на изгиб.

Опыт создания в ИНДМАШ НАН Беларуси металлокерамических планетарных передач приведенной выше конструкции показывает, что рациональное конструирование и разработанное технологическое обеспечение процессов формирования рабочих поверхностей с требуемыми фрикционными характеристиками позволяет обеспечить повышенные до $0,92 \div 0,98$ коэффициенты полезного действия, снизить уровни генерируемых ими виброускорений $1,5 \div 4$ раза, шумов - на $6 \div 12$ дБ при значительном снижении веса и повышении ресурса работоспособности.

Список литературы: 1. Патент РБ № 426. Передача с гибкой связью // Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Леванцевич М.А.-2001г. 2. Положительное решение по заявке № 20010276 РБ. Передача с гибкой связью // Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Леванцевич М.А.-2001г. 3. Положительное решение по заявке № 2001119383 РФ. Передача с гибкой связью // Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Леванцевич М.А.-2001г. 4. Положительное решение по заявке № 2001119382 РФ. Фрикционная передача // Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Леванцевич М.А.-2001г. 5. Положительное решение по заявке № 20010157 РБ. Фрикционная передача // Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Леванцевич М.А.-2001г.

Статья поступила в редакцию 5.05.2002 г.

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ ПИЛЬНЫХ ДИСКОВ ПРИ РАЗРЕЗАНИИ СВАРНЫХ ТРУБ

Мартыненко С.В., Гришин В.С., Вулых А.Ю., Попенко А.Ф.
(ИметАУ, ВАТ «Коминмет», г. Днепрпетровск, Украина)

Possible methods to higher life of circular cutoff saw disc for cutting welded pipe.

Особенности пильных дисков (отрезных фрез), применяемых для разрезания труб на трубосварочных станах, является их упрощенная конструкция по сравнению со стандартными отрезными фрезами. Они не имеют поднутрения, на вспомогательных режущих кромках нет задних углов, требования на точность посадочного отверстия, радиальное и торцевое биение зубьев на порядок ниже чем у стандартных фрез, материал - Сталь 65Г, имеющий низкую теплостойкость (рис.1).

Обусловлено это стремлением снизить расходы на инструмент за счет снижения стоимости пильных дисков при интенсивном их расходовании. Последнее вызвано повышенным износом из-за сверхвысоких

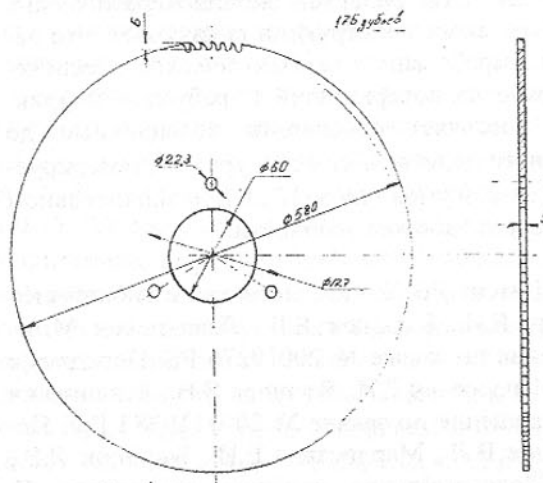


Рис.1. Нормализованный пильный диск (отрезная фреза упрощенной конструкции)

(90 м/сек) скоростей резания. Сверхвысокие скорости в свою очередь продиктованы требусмой производительностью трубосварочного стана – при скорости сварки трубы 60–70 м/мин весь цикл разрезания трубы порядка 1 сек, а время фактического резания (основное время) порядка 0,144 сек.

За период стойкости пильный диск срезает объем металла в 4–5 раз меньший чем стандартная отрезная фреза, а износ зубьев по

задней поверхности составляет 2,5 мм, в то время как износ (допустимый) стандартных фрез 1,0 мм. Большой износ зубьев пильных дисков обуславливает низкое качество реза – заусенцы и образование пленки металла на торце трубы («зализывание»). Основной причиной некачественного реза является большой радиус округления главной и вспомогательной режущих кромок зубьев пильного диска (1).

Причины большего радиуса округления:

- низкая теплостойкость материала пилы, в результате чего из-за высокой температуры резания в процессе работы происходит оплывание лезвия зуба (режущего клина),
- заточка зуба крупнозернистым (зернистость 40) кругом, что не обеспечивает минимально необходимый (0,02 мм) начальный радиус округления режущих кромок;
- радиусная форма спинки зуба, которая не обеспечивает стабильно оптимальный (20° – 25°) задний угол лезвия;
- неравномерная нагрузка зубьев, обусловленная большим биением зубьев, как после заточки, так и в процессе работы. Последнее вызвано большими допусками на размер посадочного отверстия диска и вследствие этого большими зазорами между посадочными поверхностями диска и планшайб, на которые устанавливается диск в процессе заточки и работы. Отсюда и нестабильность работы пильных дисков – колебания в стойкости

пильных дисков доходит до 2 и более раз. Диски, у которых биение в процессе заточки компенсируется биением при установке на шпиндель отрезного устройства показывают высокую стойкость, диски у которых этой компенсации не произошло и в начале работы половина зубьев пильного диска не режет, а остальные зубья работают с двойной нагрузкой, в результате чего быстро растет радиус скругления режущих (особенно вспомогательных) кромок – низкую. Это было проверено экспериментально.

Для исследования были взяты диски, показавшие низкую стойкость, и замерены износы каждого 8-го зуба по задней поверхности (длина затертости по углу зуба). Замеры показали, что на каждом пильном диске зубья на одной половине имеют износ в два–три раза больший, чем на противоположной половине. Так если износ на загруженной половине составил 1,54 мм, то на противоположной незагруженной – 0,69 мм.

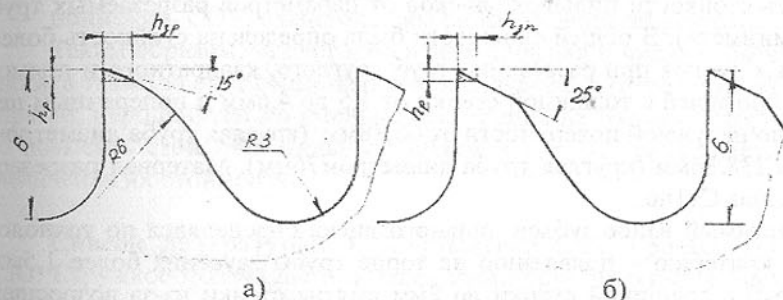


Рис.2. Формы зубьев пильного диска: а) форма зуба с радиусной спинкой; б) форма зуба трапецидального профиля (одноугольная форма).

С целью уменьшения радиального биения зубьев и повышения стабильности работы пильных дисков на ВАТ «Коминмет» была введена заточка и переточка пильных дисков на конических оправках, вместо ранее применяющихся цилиндрических. Для уменьшения интенсивности износа была изменена форма зуба – зуб со спинкой очерченной по радиусу был заменен на зуб трапецидального профиля (одноугольной) с прямолинейной спинкой (рис.2).

Известно, что зуб с радиусной спинкой применяется для тяжело нагруженных черновых фрез с целью получения максимальной прочности на изгиб. По толщине срезаемого слоя (0,06 мм и менее) зубья пильного диска работают как типично чистовой инструмент и преимущества радиусной формы не реализуются. В то же время, как видно из рис.2, при одинаковом износе (заштрихованные участки) в радиальном направлении h_p износ по задней поверхности h_z значительно больше у зуба с радиусной спинкой ($h_{zp} > h_{zn}$). Проведенные сравнительные стойкостные испытания пильных

дисков с радиусным зубом и дисков с трапецидальным зубом показали, что заточка зуба по задней поверхности по прямой с задним углом 25° , позволяет увеличить стойкость пильных дисков в среднем в 1,4 раза.

С целью сокращения нагрузки на зуб (уменьшение толщины срезаемого слоя) было исследовано влияние числа зубьев пильных дисков на их стойкость. Установлено, что при увеличении числа зубьев со 176 (число зубьев на стандартном диске – базовый вариант) до 210 при неизменных прочих параметрах диска уменьшает толщину срезаемого слоя, приходящегося на один зуб на 19%. При этом среднее соотношение резов, сделанных пилами с числом зубьев 210 и 176 составило 1,36, т.е. диски с числом зубьев 210 в среднем на 36% делали резов больше, чем обычные с числом зубьев 176.

На базовой конструкции пильных дисков (рис.1) была исследована зависимость стойкости пильных дисков от параметров разрезаемых труб (ВАТ «Коминмет»). В общей сложности была определена стойкость более 300 пильных дисков при разрезании труб круглого, квадратного и прямоугольного профилей с толщиной стенки от 1,5 до 4,6 мм и поперечным периметром по наружной поверхности от 66,88 мм (круглая труба диаметром 21,3 мм) до 238,84 мм (круглая труба диаметром 76 мм). Материал разрезаемых труб сталь Ст1пс.

Допустимый износ зубьев пильного диска определялся по технологическому критерию – появлению на торце трубы заусенца более 1,5 мм или для труб с толщиной стенки до 2 мм смятие стенки из-за возросшей вследствие износа зубьев силы резания.

Стойкость пильного диска оценивалась суммарной площадью F сечений труб, разрезанных за период его стойкости. Отсюда легко определить количество резов (циклов резания) за период стойкости: F – суммарную площадь сечений отрезанных труб надо разделить на площадь поперечного сечения отрезаемой трубы.

После обработки данных по стойкости были получены следующие зависимости:

– для труб с толщиной стенки до 2 мм

$$F = 4,5 \times 10^6 p^{-0,7} t^{-0,2}, \text{ мм};$$

– для труб с толщиной стенки более 2 мм;

$$F = 6,8 \times 10^6 p^{-0,7} t^{-0,2}, \text{ мм};$$

где p – периметр поперечного сечения отрезаемой трубы, мм;
 t – толщина стенки разрезаемой трубы, мм.

Как видно из приведенных зависимостей наибольшее влияние на стойкость оказывает периметр трубы p , что свидетельствует об основной причине износа (технологический критерий) – увеличения радиуса округления (опливание) лезвия зуба из-за повышенного трения на боковых сто-

ронах пильного диска. Опливание обусловлено низкой теплостойкостью стали 65Г и отсутствием поднутрения. Сравнительно небольшое влияние толщины стенки свидетельствует о процессе образования стружки, как адиабатическом процессе, когда практически все тепло стружкообразования остается в стружке, не успевает перейти ни в деталь, ни в инструмент.

Поэтому для повышения стойкости пильных дисков нужны мероприятия по снижению трения на боковых поверхностях пильных дисков:

- крепление пильных дисков следует производить с помощью планшайбы и шайбы увеличенных размеров, обеспечивающих минимальный (необходимый для разрезания) вылет полотна диска и позволяющих при закреплении пильного диска отрихтовать его – устранить тарельчатость, волнообразность и т. п.;

- движение подачи обеспечить строго перпендикулярно оси вращения пильного диска;

- применять СОЖ с наибольшим смазывающим эффектом.

Таким образом, за счет изменения профиля и числа зубьев пильного диска, а также за счет рациональной эксплуатации (переточка на конусной оправке; мероприятия по уменьшению трения на боковых сторонах) можно повысить стойкость пильных дисков в 1,6–1,7 раза практически без увеличения их стоимости.

Список литературы: 1. Мартыненко С.В., Гришин В.С., Вулых А.Ю. Стружкообразование при разрезании труб пильными дисками Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. Выпуск (7) Донецк.: ДонГТУ, 2001-273с.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАГОТОВКИ ПРИ ВЫДАВЛИВАНИИ РЕЗЬБЫ НА ГАЙКЕ

Матвиенко А.В., Кралин А.К., Балахничев О.А.
 (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The analysis of a tension of preform is carried out at a floting of a thread on a nut, which allows to forecast quality of obtained nuts and to construct rationally technique of a floting of a thread.

В работе [1] рассмотрена задача анализа деформированного состояния заготовки при выдавливании резьбы на цилиндрической поверхности гайки. Выполненный анализ позволяет перейти к анализу напряженного

состояния заготовки, который позволит прогнозировать качество получаемых гаек и построить рационально технологию выдавливания резьбы.

Допустим, что процесс штамповки протекает с достаточно малой скоростью, т.е. влиянием инерционных сил можно пренебречь и, учитывая, что скорости и коэффициент жесткости зависят только от координаты «г», запишем уравнение движения в следующем виде (для 1-й зоны):

$$-\frac{\partial \sigma}{\partial r} = \mu_{11} \left(\frac{\partial^2 v_{r1}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{r1}}{\partial r} - \frac{v_{r1}}{r^2} \right) + 2 \frac{\partial \mu_{11}}{\partial r} \frac{\partial v_{r1}}{\partial r}, \quad (1)$$

где σ - среднее напряжение;

μ_{11} - коэффициент «жесткости» [2].

Из уравнения (1) определим среднее напряжение для 1-й зоны с учетом выражений, полученных в [1]:

$$\sigma_1 = \frac{2\sigma_1 R_n^4}{\sqrt{3}} \cdot \left[\frac{1}{2R_n^4} \cdot \frac{r^2 + R_n^2}{\sqrt{3r^4 + R_n^4}} + \int \frac{dr}{r \cdot R_n^2 \cdot \sqrt{3r^4 + R_n^4}} \right] + C_1. \quad (2)$$

Численное интегрирование подынтегрального выражения в (2) показало, что им можно пренебречь - значения малого порядка при варьировании «г» в диапазоне от R_n до R_{en} .

Тогда можно записать:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_1}{\sqrt{3}} \cdot \left[\frac{r^2 + R_n^2}{2R_n^4 \sqrt{3r^4 + R_n^4}} \right] + C_1. \quad (3)$$

Используя уравнения связи между напряжениями и скоростями деформации [2, 3] для 1-й зоны запишем:

$$\sigma_{r1} = \frac{\sigma_1}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{r^2 + R_n^2}{\sqrt{3r^4 + R_n^4}} + \frac{1 + \frac{R_n^4}{r^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{r^4}}} \right) + C_1. \quad (4)$$

Постоянную интегрирования определим из граничных условий - $\sigma_{r1}=0$ при $r=R_{en}$ (свободная поверхность), тогда

$$C_1 = -\frac{\sigma_1}{\sqrt{3}} \cdot \left[\frac{R_{en}^2 + R_n^2}{\sqrt{3R_{en}^4 + R_n^4}} + \frac{1 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}} \right]. \quad (5)$$

Окончательно получаем выражение для определения радиального напряжения, а также определяем осевые и тангенциальные напряжения из исходных выражений, представленных в [2, 3]:

$$\sigma_{r1} = \frac{\sigma_1}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{r^2 + R_n^2}{\sqrt{3r^4 + R_n^4}} + \frac{1 + \frac{R_n^4}{r^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{r^4}}} - \frac{R_{en}^2 + R_n^2}{\sqrt{3R_{en}^4 + R_n^4}} - \frac{1 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}} \right). \quad (6)$$

$$\sigma_{z1} = \frac{\sigma_1}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{r^2 + R_n^2}{\sqrt{3r^4 + R_n^4}} - \frac{R_{en}^2 + R_n^2}{\sqrt{3R_{en}^4 + R_n^4}} - \frac{1 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}} \right). \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta 1} = \frac{\sigma_1}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{r^2 + R_n^2}{\sqrt{3r^4 + R_n^4}} + \frac{1 - \frac{R_n^4}{r^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{r^4}}} - \frac{R_{en}^2 + R_n^2}{\sqrt{3R_{en}^4 + R_n^4}} + \frac{1 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}{\sqrt{3 + \frac{R_n^4}{R_{en}^4}}} \right). \quad (8)$$

Перейдем теперь к анализу напряженного состояния заготовки в резьбовом профиле (зона 2). С учетом деформированного состояния заготовки в этой зоне и, исходя из уравнений пластического течения [2], запишем уравнения движения пластической среды в следующем виде:

$$-\frac{\partial \sigma}{\partial r} = \mu_{12} \left(\frac{\partial^2 v_{r2}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{r2}}{\partial r} - \frac{v_{r2}}{r^2} \right) + 2 \frac{\partial \mu_{12}}{\partial r} \frac{\partial v_{r2}}{\partial r}; \quad (9)$$

$$-\frac{\partial \sigma}{\partial z} = \mu_{12} \left(\frac{\partial^2 v_{z2}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{z2}}{\partial r} \right) + \frac{\partial \mu_{12}}{\partial r} \frac{\partial v_{z2}}{\partial r}; \quad (10)$$

Интегрируя (9) и (10), получаем выражение для определения величины среднего напряжения во 2-й зоне:

$$\sigma_2 = (1 - \operatorname{tg}(\alpha/2)) \frac{\sigma_1 \sqrt{3}}{3} \times$$

$$\times \int \left\{ \frac{A}{\sqrt{4(3r^2 - 3rr_{po} + r_{po}^2)(r - r_{po})^2 + 3(3r - r_{po})(r - r_{po})\operatorname{tg}(\alpha/2)}} + \frac{2r - r_{po}}{r^2(r - r_{po})^2} \cdot (B + D) \right\} dr, \quad (11)$$

где -

$$A = \frac{-6r^4 + 12r^3 r_{po} - 8r^2 r_{po}^2 + 2rr_{po}^3}{r^2(r - r_{po})} + \frac{(r - r_{po})(2r - r_{po})}{r} - \frac{(r - r_{po})^2}{r(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}, \quad (12)$$

$$B = \frac{2r(r - r_{po})^3}{\left[(12r^2 - 12rr_{po} + 4r_{po}^2)(r - r_{po})^2 + 3(3r - r_{po})^2(r_{\partial} - r_{po})^2 \operatorname{tg}^2(\alpha/2) \right]^{1/2}}, \quad (13)$$

$$D = \frac{D_1}{D_2},$$

$$D_1 = 3r^2(r - r_{po})^2 \left[\frac{(24r - 12r_{po})(r - r_{po})^2 + 2(12r^2 - 12rr_{po} + 4r_{po}^2)(r - r_{po})}{+ 18(3r - r_{po})(r_{\partial} - r_{po})^2 \operatorname{tg}^2(\alpha/2)} \right], \quad (14)$$

$$D_2 = \left[(12r^2 - 12rr_{po} + 4r_{po}^2)(r - r_{po})^2 + 3(3r - r_{po})^2(r_{\partial} - r_{po})^2 \operatorname{tg}^2(\alpha/2) \right]^{3/2}. \quad (15)$$

Интеграл в выражении (11) аналитически не интегрируется, поэтому необходимо подобрать сравнительно простую аппроксимирующую функцию подынтегрального выражения. Например, для геометрических параметров резьбы оправки — $S=1\text{ мм}$, $K_s = 0.75$, $\alpha=60^\circ$, r изменяется от $R_{\text{вн}}=10\text{ мм}$ до r_{∂} , где внутренний радиус детали определяется из выражения:

$$r_{\partial} = R_{\text{вн}} - \frac{S \cdot K_s}{2 \operatorname{tg}(\alpha/2)}, \quad (16)$$

определена следующая функция (с ошибкой $s=0,0417$):

$$\psi(r) = \frac{1}{a + b \cdot r + c \cdot r^2}, \quad (17)$$

где $\psi(r)$ — функция от « r » подынтегрального выражения в (11); a, b, c, d — коэффициенты ($a=36,98$; $b=-8,00$; $c=0,43$).

Таким образом, выражение (11) можно переписать в виде:

$$\sigma_2 = (1 - \operatorname{tg}(\alpha/2)) \frac{\sigma \sqrt{3}}{3} \int \psi(r) dr, \quad (18)$$

где $\psi(r)$ — функция, зависящая от геометрических параметров резьбы.

Определим поле напряжений во 2-й зоне, используя параметры, применяемые в (17):

$$\sigma_2 = (1 - \operatorname{tg}(\alpha/2)) \left(\frac{2\sigma \sqrt{3}}{3} \frac{1}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cr + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) + C_2 \right). \quad (19)$$

Постоянную интегрирования C_2 определим из граничных условий — $\sigma_{r2}=0$ при $r=R_{\text{вн}}$:

$$C_2 = -\frac{1}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cR_{\text{вн}} + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{2 \cdot (R_{\text{вн}} - r_{po}) \cdot (2R_{\text{вн}} - r_{po})}{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2)) \sqrt{\frac{4(3R_{\text{вн}}^2 - 3R_{\text{вн}}r_{po} + r_{po}^2)(R_{\text{вн}} - r_{po})^2}{3(3R_{\text{вн}} - r_{po})^2} + z^2}}}. \quad (20)$$

Тогда

$$\sigma_{r2} = \frac{2\sigma \sqrt{3}}{3} \left[\frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cr + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cR_{\text{вн}} + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(R_{\text{вн}} - r_{po})(2R_{\text{вн}} - r_{po})}{\eta(R_{\text{вн}})} + \frac{(r - r_{po})(2r - r_{po})}{\eta(r)} \right]. \quad (21)$$

где —

$$\eta(R_{\text{вн}}) = \sqrt{\frac{4(3R_{\text{вн}}^2 - 3R_{\text{вн}}r_{po} + r_{po}^2)(R_{\text{вн}} - r_{po})^2}{3(3R_{\text{вн}} - r_{po})^2} + z^2}, \quad (22)$$

$$\eta(r) = \sqrt{\frac{4(3r^2 - 3rr_{po} + r_{po}^2)(r - r_{po})^2}{3(3r - r_{po})^2} + z^2}, \quad (23)$$

$$\sigma_{z2} = \frac{2\sigma \sqrt{3}}{3} \left[\frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cr + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cR_{\text{вн}} + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(R_{\text{вн}} - r_{po})(2R_{\text{вн}} - r_{po})}{\eta(R_{\text{вн}})} - \frac{r}{(r - r_{po})\eta(r)} \right], \quad (24)$$

$$\sigma_{\theta 2} = \frac{2\sigma_1\sqrt{3}}{3} \left[\frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{arctg} \left(\frac{2cr + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{arctg} \left(\frac{2cR_{\text{вн}} + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(R_{\text{вн}} - r_{\text{по}})(2R_{\text{вн}} - r_{\text{по}})}{\eta(R_{\text{вн}})} - \frac{1}{\eta(r)} \right], \quad (25)$$

$$\tau_{rz2} = \frac{\sigma_1\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{(3r - r_{\text{по}}) \cdot z}{(r - r_{\text{по}})^2 \eta(r)}. \quad (26)$$

Таким образом, на основании полученных выражений для определения напряженного состояния заготовки можно сделать следующие выводы:

1. Напряженное состояние заготовки в кольцевой области зависит от текущей координаты « r ». Радиальное напряжение (σ_{r1}) и осевое (σ_{z1}) являются – сжимающими, а тангенциальное ($\sigma_{\theta 1}$) – растягивающее. С увеличением толщины стенки заготовки значения напряжений возрастают.

2. Напряженное состояние заготовки в резбовой области является сложным, зависящим от текущей координаты « r » и геометрических параметров резьбы. Наиболее опасным сечением заготовки является поверхность сдвига, т.е. переход частиц металла заготовки из кольцевой области в резбовую, где сжимающие напряжения переходят в растягивающие, что может приводить к разрушению заготовки по внутреннему диаметру резьбы. С увеличением коэффициента заполнения профиля резьбы значения напряжений возрастают, что приводит к увеличению давления на поверхность резбовой оправки и, при односторонней схеме бокового выдавливания – к неравновесному нагружению витков резьбы оправки. Данный факт может приводить к разрушению оправки по впадинам резьбы.

Список литературы: 1. Матвиенко А.В., Кралин А.К. Анализ деформированного состояния заготовки при радиальном выдавливании внутренней резьбы на цилиндрической поверхности // Физика и техника высоких давлений, 2002, том 12, № 1 – С. 86 – 91. 2. Алексеев Ю.Н. Вопросы пластического течения металлов – Харьков: Изд-во при Харьк. ун-те, 1958. – 188 с. 3. Евстратов В.А. Теория обработки металлов давлением. – Харьков: Вища школа, Изд-во при Харьк. ун-те, 1981. – 248 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОСИ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА НА УСЛОВИЯ КОНТАКТИРОВАНИЯ АБРАЗИВНОГО ЗЕРНА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Матюха П.Г., Азарова Н.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Analysis of change of contact angle value depending on frequency of harmonic oscillations of axis of the grinding wheel in the vertical direction is performed. The accuracy of calculation of contact angle value use is determined with use of real trajectory (trochoid) and approximate trajectory (circle).

При шлифовании продолжительность работы абразивного зерна, теплонапряженность процесса, а также степень износа зерен зависят от условий контактирования зерна с обрабатываемой поверхностью, на которые оказывает влияние величина угла контакта зерна с деталью. Основой для определения угла контакта является траектория движения абразивного зерна шлифовального круга относительно детали, а также элементы режима резания.

Как показал анализ литературы, сведения о влиянии колебаний оси шлифовального круга на условия контактирования зерна с деталью и параметры единичного среза весьма ограничены, противоречивы, что требует дополнительных исследований.

При выводе уравнения траектории движения абразивного зерна шлифовального круга относительно детали при плоском шлифовании с учетом колебаний воспользуемся общим матричным уравнением, описывающим сложное движение, состоящее из n вращений и n поступательных перемещений [1].

Пусть репер 1 (система координат $x_1y_1z_1$), жестко связанный со шлифовальным кругом, вращается вокруг оси z_1 с угловой скоростью ω_k и поступательно перемещается в плоскости $x_2O_2y_2$ относительно репера 2 (системы координат $x_2y_2z_2$), жестко связанного с обработанной поверхностью (рис.1).

Число пар движений в рассматриваемом случае $n = 1$, причем в этой паре присутствуют вращение и поступательное перемещение. Подставляя в общее уравнение движения [1] значение $n = 1$, получим

$$m_2 = m_{v_1} m_{\psi_1} m_1 + m_{l_1} + m_{c_1}, \quad (1)$$

где $m_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ -R_k \\ 0 \end{pmatrix}$, $m_2 = \begin{pmatrix} x \\ z \\ y \end{pmatrix}$ – столбцовые матрицы реперов;

$$\sigma_{\theta 2} = \frac{2\sigma_1\sqrt{3}}{3} \left[\frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cr + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(1 - \operatorname{tg}(\alpha/2))}{\sqrt{4ac - b^2}} \operatorname{artg} \left(\frac{2cR_{\text{вн}} + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) - \frac{(R_{\text{вн}} - r_{\text{по}})(2R_{\text{вн}} - r_{\text{по}})}{\eta(R_{\text{вн}})} - \frac{1}{\eta(r)} \right], \quad (25)$$

$$\tau_{rz2} = \frac{\sigma_1\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{(3r - r_{\text{по}}) \cdot z}{(r - r_{\text{по}})^2 \eta(r)}. \quad (26)$$

Таким образом, на основании полученных выражений для определения напряженного состояния заготовки можно сделать следующие выводы:

1. Напряженное состояние заготовки в кольцевой области зависит от текущей координаты « r ». Радиальное напряжение (σ_{r1}) и осевое (σ_{z1}) являются – сжимающими, а тангенциальное ($\sigma_{\theta 1}$) – растягивающее. С увеличением толщины стенки заготовки значения напряжений возрастают.

2. Напряженное состояние заготовки в резбовой области является сложным, зависящим от текущей координаты « r » и геометрических параметров резьбы. Наиболее опасным сечением заготовки является поверхность сдвига, т.е. переход частиц металла заготовки из кольцевой области в резбовую, где сжимающие напряжения переходят в растягивающие, что может приводить к разрушению заготовки по внутреннему диаметру резьбы. С увеличением коэффициента заполнения профиля резьбы значения напряжений возрастают, что приводит к увеличению давления на поверхность резбовой оправки и, при односторонней схеме бокового выдавливания – к неравновесному нагружению витков резьбы оправки. Данный факт может приводить к разрушению оправки по впадинам резьбы.

Список литературы: 1. Матвиенко А.В., Кралин А.К. Анализ деформированного состояния заготовки при радиальном выдавливании внутренней резьбы на цилиндрической поверхности // Физика и техника высоких давлений, 2002, том 12, № 1 – С. 86 – 91. 2. Алексеев Ю.Н. Вопросы пластического течения металлов – Харьков: Изд-во при Харьк. ун-те, 1958. – 188 с. 3. Евстратов В.А. Теория обработки металлов давлением. – Харьков: Вища школа, Изд-во при Харьк. ун-те, 1981. – 248 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОСИ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА НА УСЛОВИЯ КОНТАКТИРОВАНИЯ АБРАЗИВНОГО ЗЕРНА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Матюха П.Г., Азарова Н.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Analysis of change of contact angle value depending on frequency of harmonic oscillations of axis of the grinding wheel in the vertical direction is performed. The accuracy of calculation of contact angle value use is determined with use of real trajectory (trochoid) and approximate trajectory (circle).

При шлифовании продолжительность работы абразивного зерна, теплонапряженность процесса, а также степень износа зерен зависят от условий контактирования зерна с обрабатываемой поверхностью, на которые оказывает влияние величина угла контакта зерна с деталью. Основой для определения угла контакта является траектория движения абразивного зерна шлифовального круга относительно детали, а также элементы режима резания.

Как показал анализ литературы, сведения о влиянии колебаний оси шлифовального круга на условия контактирования зерна с деталью и параметры единичного среза весьма ограничены, противоречивы, что требует дополнительных исследований.

При выводе уравнения траектории движения абразивного зерна шлифовального круга относительно детали при плоском шлифовании с учетом колебаний воспользуемся общим матричным уравнением, описывающим сложное движение, состоящее из n вращений и n поступательных перемещений [1].

Пусть репер 1 (система координат $x_1y_1z_1$), жестко связанный со шлифовальным кругом, вращается вокруг оси z_1 с угловой скоростью ω_k и поступательно перемещается в плоскости $x_2O_2y_2$ относительно репера 2 (системы координат $x_2y_2z_2$), жестко связанного с обработанной поверхностью (рис.1).

Число пар движений в рассматриваемом случае $n = 1$, причем в этой паре присутствуют вращение и поступательное перемещение. Подставляя в общее уравнение движения [1] значение $n = 1$, получим

$$m_2 = m_{v_1} m_{\psi_1} m_1 + m_{l_1} + m_{c_1}, \quad (1)$$

где $m_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ -R_k \\ 0 \end{pmatrix}$, $m_2 = \begin{pmatrix} x \\ z \\ y \end{pmatrix}$ – столбцовые матрицы реперов;

$$m_{\psi_1} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_K & -\sin \varphi_K & 0 \\ \sin \varphi_K & \cos \varphi_K & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} - \text{матрица вращения};$$

$$m_{v_1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} - \text{матрица углового положения репера 1};$$

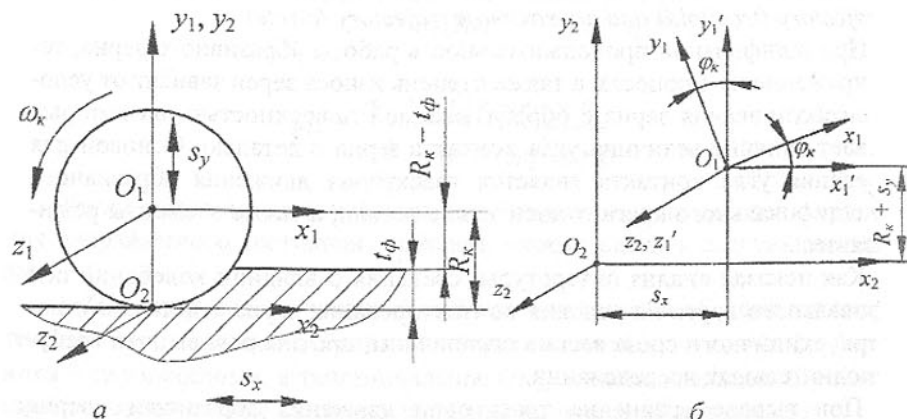


Рис 1. Положение репера 1 в репере 2:

а – в начальный момент времени;

б – после поворота на угол φ_K и поступательного перемещения вдоль оси O_2x_2 на величину s_x и вдоль оси O_2y_2 на величину s_y за счет колебательного движения

В принятой схеме используются следующие величины с соответствующими размерностями:

R_K – радиус шлифовального круга, мм;

t_ϕ – фактическая глубина резания, мм.

$$m_{c1} = \begin{pmatrix} 0 \\ R_K \\ 0 \end{pmatrix} - \text{матрица положение центра репера 1};$$

$$m_{c1} = \begin{pmatrix} S_x \\ S_y \\ 0 \end{pmatrix} - \text{матрица поступательных перемещений};$$

где $s_x = \frac{V_d R_K}{60 V_K} \varphi_K$ для встречного шлифования;

$s_x = -\frac{V_d R_K}{60 V_K} \varphi_K$ для попутного шлифования;

$$s_y = A \sin \frac{2\pi f R_K}{1000 V_K} \varphi_K.$$

В формулах для определения s_x и s_y используются режимы шлифования и геометрические размеры круга:

V_d – скорость детали, м/мин;

V_K – скорость круга, м/с;

R_K – радиус шлифовального круга, мм;

A – амплитуда колебаний шлифовального круга, мм;

f – частота колебаний, Гц.

Подставив матрицы m_1 , m_2 , m_3 , m_{v1} , m_{c1} , m_{l1} в уравнение (1), получим

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \varphi_K & -\sin \varphi_K & 0 \\ \sin \varphi_K & \cos \varphi_K & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ -R_K \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{V_d R_K}{60 V_K} \varphi_K \\ A \sin \frac{2\pi f R_K}{1000 V_K} \varphi_K \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ R_K \\ 0 \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} R_K \left(\sin \varphi_K \pm \frac{V_d}{60 V_K} \varphi_K \right) \\ R_K (1 - \cos \varphi_K) + A \sin \frac{2\pi f R_K}{1000 V_K} \varphi_K \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Таким образом, траектория движения абразивного зерна шлифовального круга относительно детали при плоском шлифовании с учетом колебаний в координатной записи имеет вид:

$$\begin{cases} x = R_k \left(\sin \varphi_k \pm \frac{V_d}{60V_k} \varphi_k \right); \\ y = R_k (1 - \cos \varphi_k) + A \sin \frac{2\pi f R_k}{1000V_k} \varphi_k; \\ z = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где φ_k – параметр.

Верхние знаки относятся к случаю встречного шлифования, нижние – попутного.

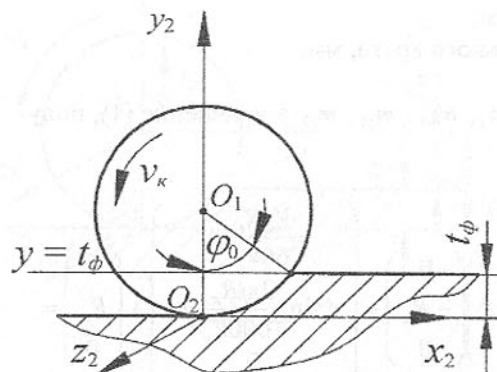


Рис. 2. Схема к определению угла контакта единичного абразивного зерна шлифовального круга с деталью

тали $y = t_\phi$. Получим уравнение для определения угла контакта с использованием точной траектории (трохоиды):

$$A \sin \frac{2\pi f R_k}{1000V_k} \varphi_k - R_k \cos \varphi_k + R_k - t_\phi = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) можно решить лишь численным методом. Диапазон углов φ_k , в пределах которого находится искомый корень

$$0^\circ < \varphi_k < 1^\circ, (0 < \varphi_k < 0,01745).$$

Искомый корень уточняется методом половинного деления.

Выясним возможность использования в расчетах упрощенной траектории – окружности – при шлифовании с вибрациями.

С использованием полученных уравнений выведем формулы для определения угла контакта единичного зерна шлифовального круга с деталью.

Угол контакта это центральный угол, соответствующий (в случае запятообразного среза) началу врезания зерна и выходу его из обрабатываемого материала (рис.2).

Для определения угла контакта решим совместно уравнения траектории движения зерна шлифовального круга (2) и уравнение поверхности де-

Определим угол контакта в условиях образования запятообразных срезов на базе упрощенной траектории – окружности – с учетом вибраций оси шлифовального круга в вертикальном направлении.

Угол контакта для случая шлифования без вибраций на основе приближенной траектории (окружности) определяется зависимостью

$$\cos \varphi_0 = 1 - \frac{t_\phi}{R_k}. \quad (4)$$

При наличии вибраций формула для определения угла контакта на базе приближенной траектории примет вид

$$\cos \varphi_{00} = 1 - \frac{t_\phi}{R_k} + \frac{A}{R_k} \sin \frac{2\pi f R_k}{1000V_k} \varphi_0, \quad (5)$$

где φ_0 определяется по уравнению (4).

Выполним количественную оценку точности расчетов угла контакта по точной и упрощенной траекториям для следующих условий обработки: $R_k = 125$ мм, $t_\phi = 0,015$ мм, $V_k = 35$ м/с, $V_d = 6$ м/мин, $A = 0,004$ мм, $f = 600$ Гц.

Данные расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Влияние вида обработки и траектории движения на угол контакта единичного зерна с деталью

Вид обработки	Вид траектории	Угол контакта φ_0 , рад	Относительная погрешность расчета, %
Шлифование без вибраций	точная траектория (трохоида)	0,01549	0
	приближенная траектория (окружность)	0,01549	
Шлифование с вибрациями	точная траектория (трохоида)	0,01507	0,07
	приближенная траектория (окружность)	0,01506	

Проанализируем влияние частот колебаний на условия контактирования по выше приведенным режимам обработки для частот [2]: 40 Гц, 100 Гц, 150 Гц, 200 Гц, 300 Гц, 500 Гц, 1400 Гц, 1600 Гц, а также на частотах 18000 Гц, 24000 Гц. Расчеты выполнены по формуле (3) и сведены в таблицу 2.

Таблица 2. Влияние частоты колебаний на угол контакта при шлифовании с вибрациями

Частота колебаний, Гц	40	100	150	200	300	500	1400	1600	180000	24000
Угол контакта, рад	0,01548	0,01548	0,01534	0,01534	0,01534	0,01534	0,01534	0,01534	0,01548	0,01534

Выводы: 1. Угол контакта при шлифовании с вибрациями может определяться с использованием упрощенной траектории (окружности), при этом погрешность составит не более 0,07%.

2. Колебание оси шлифовального круга в вертикальном направлении не оказывают существенного влияния на угол контакта.

3. Контактное зерно с деталью в условиях вынужденных колебаний и автоколебаний может рассматриваться как при шлифовании и с переменной глубиной резания.

Список литературы: 1. Перепелица Б.А. Общее уравнение движения в применении к образованию поверхностей резанием// Резание и инструмент. – Харьков: ХГУ, 1971. Вып. 4. с. 107-111. 2. Кудинов В.А., Камышев А.И., Хлебалов Е.В. Динамический расчет плоскошлифовальных станков с помощью ЭВМ// Станки и инструмент, № 11, 1974. с. 12-16.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

ОПТИМИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ПАР ТРЕНИЯ

Машков Ю. К., Суриков В. И., Блесман А. И., Кропотин О.В., Ласица А. М. (ОмГТУ, г. Омск, Россия)

Applying complex approach to deciding a problem of raising wear capability of metal-polymeric nodes of friction. Modern experimental methods and theoretical calculations have allowed to work out a number of recommendations on optimization of composition of polymers and on modifying the metallic surfaces of friction.

Металлополимерные пары трения нашли широкое применение в герметизирующих устройствах и аппаратуре различного назначения. Для надежной и длительной работы несмазываемых металлополимерных узлов трения материал уплотнительных элементов должен обладать высокой из-

носостойкостью и стабильностью физико-механических свойств в широком диапазоне температур и напряжений.

Критериям эффективного, технологичного, стабильно воспроизводимого метода модифицирования поверхностей отвечает метод ионной имплантации. При достаточно мощном энергетическом воздействии ионного пучка в веществе генерируются радиационные дефекты, изменяется степень кристалличности, идут процессы радиационно-стимулированной диффузии, перемешивания и синтеза новых фаз. Каждый из проходящих процессов является мощным инструментом для направленного изменения физико-химических и механических свойств поверхностных слоев металлов и сплавов, при чем действие импланта может распространяться на много дальше от поверхности, чем пробег ионов обусловленный их энергией. Это позволяет использовать ионную имплантацию в борьбе с изнашиванием и коррозией.

Установка для ионной имплантации смонтирована на базе серийно выпускаемой установки ННВ-6.6-И1 в которой один из испарителей был заменен на вакуумно-дуговой источник частотно-импульсного действия "ДИАН", генерирующий импульсные пучки с силой тока до 1А и снабженный для подавления вторичных электронов антидинаatronной сеткой.

Для повышения равномерности распределения импланта на внутренних цилиндрических поверхностях обрабатываемых деталей и сокращения времени набора дозы применялся конический преобразователь выполненный из материала импланта. При этом угол раскрытия конуса преобразователя выбирался настолько близким к углу соответствующему наибольшему распылению насколько позволяла геометрия обрабатываемой детали.

Важные выводы о структурно-фазовом состоянии модифицированного слоя позволил сделать рентгено-структурный анализ. Сделаны расчеты межплоскостных расстояний и интенсивностей дифрактограмм. Изученным образцам присущи диффузные рефлексы типа "галло" в области малых углов, характерные для рентгенаморфных областей. Определены также значения параметров элементарных ячеек методом съемки по точкам, которые говорят о возрастании микроискажений решетки, что ведет к упрочнению модифицированного слоя.

Исследование распределения имплантированного материала по глубине показало, что имплант проникает в образец на глубину значительно превышающую теоретические оценки, что говорит о радиационно-стимулированном характере распределения. Для всех образцов характерно наличие пика микротвердости на глубине 4-5мкм. (модификация ионами меди $E=60\text{кэВ}$, $D=10^{17}\text{см}^{-2}$), что, учитывая правило положительного градиента механических свойств тупеющего тела (правило Ребиндера) является

положительным эффектом, т. к. приработочную стадию будет проходить менее упрочненный слой.

Исследование микрорельефа исходных и модифицированных образцов показали, что для доз близких к насыщению, комплексный показатель шероховатости зависит от энергии. В диапазоне энергий 10-60 кэВ происходит сглаживание микронеровностей за счет распыления атомов мишени и их частичной обратной имплантации в мишень. При дальнейшем увеличении энергии процесс распыления преобладает над имплантацией атомов отдачи, что увеличивает шероховатость поверхности.

При ионно-лучевом модифицировании алюминиевых сплавов с целью увеличения износостойкости металлополимерных пар трения было учтено наличие плотной оксидной пленки на алюминиевых поверхностях, которое затрудняет ионное легирование. Кроме того, обладая высокой твердостью, частицы оксида алюминия в случае разрушения пленки при трении инициируют процессы микрорезания.

Результаты испытания и физико-химические свойства алюминиевых сплавов указывают на целесообразность предварительной перед имплантацией химической обработки, например, в 20% растворе едкого натра с целью удаления оксидной пленки и обогащению поверхности атомами легирующих элементов. Для получения информации о количественном составе равномерности распределения элементов и изменении топографии были проведены исследования на электронном микроскопе с рентгеновским микроанализатором "Hitachi XMA-5B". Полученные концентрационные кривые наглядно свидетельствуют как о значительном увеличении концентрации легирующих элементов так и более равномерном их распределении по поверхности после химической обработки.

Исследование свойств полимерных (ПКМ) на основе политетрафторэтилена (ПТФЭ) на примере модельной системы ПТФЭ-УВ, где УВ - измельченное углеродное волокно, указывает на существование корреляционной связи с довольно высоким коэффициентом корреляции между скоростью изнашивания и характеристиками механических свойств: начальным модулем Юнга, пределом прочности и деформацией при разрушении. Это обстоятельство может быть использовано для установления закономерностей по влиянию наполнителей на износостойкость наполненного ПТФЭ и прогнозированию этого важнейшего эксплуатационного параметра модифицированного полимера.

Аппроксимирующее уравнение выбирали в виде

$$\hat{y} = b_1 + b_2 x_1 + \dots + b_i x_{i-1} + \dots + b_r x_{r-1}, \quad (1)$$

где $\hat{y} - J$; $x_1 - g$; $x_2 - h$; $x_3 - g \cdot h$; $x_4 - g^2$; $x_5 - h^2$ и т.д.; r - количество факторов, включая $x_0 = 1$; для комбинации выборок (E, σ_p) $g = E$, $h = \sigma_p$, а для комбинации $(\varepsilon_p, \sigma_p)$ $g = \varepsilon_p$, $h = \sigma_p$.

Как показывают расчеты, для уравнения (1) уже первой степени коэффициенты корреляции для выборок (g, h) достаточно высоки. Так для выборки (E, σ_p) значения критерия Фишера F и коэффициента корреляции R составили 649 и 0,992, а для выборки $(\varepsilon_p, \sigma_p)$ - 679 и 0,999, соответственно. Табличное значение критерия Фишера $F_{(5, 3, 1\%)}^{(5, 3, 1\%)} = 28,24$. Коэффициенты Стьюдента t_i значительно превышают табличное значение $t_{(6, 0,05\%)}^{(6, 0,05\%)} = 6,87$. При этом наиболее значимыми являются коэффициенты регрессии, связывающие скорость изнашивания с пределом прочности ($t_2 = 92,6$ для (E, σ_p) и $t_2 = 62,9$ для $(\varepsilon_p, \sigma_p)$). Последнее свидетельствует о высокой корреляционной взаимосвязи скорости изнашивания с пределом прочности.

В табл. 1 приведены триботехнические и механические характеристики ПКМ, используемых для изготовления различных деталей узлов трения, а также опытных образцов. Из данных таблицы видно, что коэффициент трения многокомпонентных материалов плохо согласуется с механическими характеристиками. Поэтому для установления корреляции механических параметров с триботехническими характеристиками была выбрана скорость изнашивания. Расчеты коэффициента корреляции R , коэффициентов полинома $J = f(\sigma_p, \varepsilon_p)$, а также критериев Фишера и Стьюдента осуществляли по той же методике, что и в случае композитов модельной системы. Был проведен линейный и нелинейный множественный регрессионный анализ.

Таблица 1.

Материал	Состав, %				$J \cdot 10$ г/ч	σ_p , МПа	ε_p , %
	ПТФЭ	УВ/кокс	БП/РbO	Mo/MoS ₂			
Криолон-5	82	12/0	5/0	0/1	3,8	24,0	60
Криолон-3	80	5/0	12/0	0/3	3,0	22,0	120
M8B10B7	72	10/0	7/0	8/3	3,2	20,5	62
M20B5K5	67	5/5	-	20/3	3,4	20,0	28,5
M20B10B7	60	10/0	7/0	20/3	2,2	21,0	30
Ф4К20	80	0/20	-	-	6,6	12,5	120
B25Д3	72	25/0	-	0/3	12,8	15,8	25
B30B15Д5	50	30/0	15/0	0/5	8,3	12,0	32

Продолжение табл. 1

ВЗ0Б10ДЗ	57	30/0	10/0	0/3	5,5	6,0	хру пко
КВН-3	82	—	8/7	0/3	2,4	21,0	175
Б48ДЗ	49	—	48/0	0/3	2,8	12,0	40

Уравнение линейной регрессии, которое получается в результате расчетов, имеет вид:

$$J(\varepsilon_p, \sigma_p) = 12,1 - 0,142\varepsilon_p - 0,347\sigma_p \quad (2)$$

Расчетные значения коэффициента корреляции R и критерия Фишера F равны 0,88 и 4,55 соответственно. Табличное значение $F_{(9, 7, 5\%)}^T = 3,68$, т.е. регрессионное соотношение (2) статистически значимо при 5 %-ном уровне значимости. Коэффициенты Стьюдента имеют значения $t_1 = 21,6$, $t_2 = 5,2$ и $t_3 = 11,3$. Табличное значение $t_{(10, 0,05\%)}^T = 4,59$, т.е. найденные значения коэффициентов регрессии статистически значимы при 0,05 %-ном уровне значимости.

Результаты нелинейного регрессионного анализа связи скорости износа J с прочностными характеристиками σ_p и ε_p приведены в табл. 2

Таблица 2

i	b_i	t_i	$P(\sigma_p)$	$P(\varepsilon_p)$
1	-3,38	1,07	0	0
2	$-0,287 \cdot 10^{-1}$	2,03	0	1
3	1,63	4,40	1	0
4	$0,827 \cdot 10^{-3}$	1,13	1	1
5	$-0,588 \cdot 10^{-1}$	5,56	2	0

Примечание.

$P(\sigma_p)$ и $P(\varepsilon_p)$ – степени уравнения по переменным σ_p и ε_p соответственно

коэффициенты Стьюдента для переменной ε_p по сравнению с таковыми для переменной σ_p . Тем не менее линейный парный регрессионный анализ для выборки (J, σ_p) также приводит к невысоким значениям R и F ($R = 0,687$, $F = 1,90$). При расчетах не учитывались данные для материалов В25ДЗ и Б48ДЗ, так как согласно процедуре отсева они попадают в разряд аномальных значений. Таким образом, наиболее подходящим регрессионным уравнением для прогнозирования износостойкости многокомпонентных ПКМ на основе ПТФЭ является уравнение (2).

Комплексный подход к решению проблемы повышения износостойкости металлополимерных пар трения, применение современных экспериментальных методов и теоретических расчетов позволили выработать целый ряд полезных рекомендаций как по оптимизации состава ПКМ, так и по техническим режимам модифицирования сопряженных металлических поверхностей трения.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

РАСЧЕТ ПРИРАЩЕНИЯ ПОЛЯ ДЕФЕКТА

Мирошников В.В. (ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина)

In the given paper is proposed calculation of increments of a magnetic field by a method of dimensional integrable equations, which one allows through one evaluation to find a "clean" field of a defect. Thus the area of checking object is partitioned into two volumes: the volume of checking object which is not containing defect, and volume occupied by an defect, under which one is understood lack of adhesion of a ferromagnetic material.

Угледородное топливо является основным источником энергии прошедшего 20-го столетия и остается таковым в 21 веке. Наряду с возрастающим объемом добычи нефти и газа развивается ядерная энергетика, а также водородная энергетика как идеальный и оперативный вариант замены угледородного топлива.

В процессе транспортировки, переработки и хранения нефти и газа, постоянно на металлические элементы трубопроводов, химических ректоров, хранилищ действует водород и его соединения, которые порой имеют высокую температуру и давление. Одним из элементов, выделяющихся в процессе ядерной реакции, является водород, оказывающий разрушительное воздействие на металлоконструкцию химических реакторов. Получение, хранение и транспортировка чистого водорода требует особых мер безопасности – это касается и контроля металла, находящегося в непосредственном контакте с водородом.

Последствия разрушения стенок металлоконструкций техногенно опасных объектов под воздействием водорода может привести к локальным или даже к глобальным катастрофам. Надежная и долговременная эксплуатация таких объектов без надлежащего неразрушающего контроля не представляется возможной. Таким образом, имеется актуальная задача контроля металлоконструкций, работающих в водородосодержащей среде, решение которой позволит надежно их эксплуатировать и избежать техногенных катастроф.

Подавляющее большинство металлоконструкций, работающих в водородосодержащей среде, являются ферромагнитным материалом. Большие габаритные размеры и длительный срок эксплуатации подобных объектов накладывает специфические требования на операции их контроля. Приемлемым методом контроля является непрерывный мониторинг технического состояния работающих контролируемых объектов с внешней стороны с охватом большой площади контроля без повреждения стенок объекта. Имеются обширные исследования, устанавливающие связь между механическими характеристиками ферромагнитных материалов и параметрами их магнитного состояния. Поэтому, осуществление подобного мониторинга в настоящее время возможно с помощью магнитного метода, как наиболее чувствительного к структурным изменениям в металле и обладающего простотой реализации.

Для обеспечения мониторинга необходимо прежде всего решить задачу по «быстрому» расчету «чистого» поля дефекта.

Анализ литературных источников, посвященных расчету магнитных полей рассеяния дефектов, позволяет сделать ряд выводов.

Существует стремление авторов получить математические зависимости для поля рассеяния дефекта за счет идеализации в постановке задачи. Эта тенденция приводит к тому, что для реальных задач, в которых должна учитываться неправильная геометрическая форма дефекта, получаются зависимости мало совпадающие с экспериментальными данными. При этом отсутствует механизм использования в расчетах магнитных характеристик материала контролируемого изделия. В лучшем случае используется магнитная проницаемость материала в зависимости от величины намагничивающего поля [1] и не используются другие параметры петли гистерезиса. Вышеперечисленные недостатки приводят к выводу, что требуется создание метода анализа магнитных полей рассеяния дефектов, основанных на современных вычислительных средствах.

В последнее время широкое распространение получил метод интегральных уравнений, основанный на теории потенциала поверхностно-или объемно-распределенных источников поля. Вопросы расчета магнитных полей методом интегральных уравнений в достаточно общей постановке рассмотрены в работах Тозони О.В., Демирчяна К.С., Курбатова П.А., Толмачева С.Т. и др. характерным в методе интегральных уравнений является существование большого многообразия отличающихся по свойствам решения форм записи интегральных уравнений. Поэтому поиски экономичных математических моделей и построение эффективных вычислительных алгоритмов решения интегральных уравнений является составной и необходимой частью при создании приборов магнитного контроля водородосодержащих конструкций.

Расчет приращений магнитного поля дефектов методом пространственных интегральных уравнений (ПриИУ) представляет собой трудоемкий вычислительный процесс, так как для получения необходимой точности при малых приращениях сигналов от дефектов приходится решать ПриИУ в два этапа: сначала для бездефектной области объекта контроля, а затем для этой же области, но с дефектом. Подобная задача решается в [2] для поверхностных уравнений электромагнитного поля. Приращение напряженности магнитного поля определяется как разность двух этапов решения ПриИУ. Однако, имеется возможность построения алгоритма расчета, который позволяет получить непосредственно поле только дефекта.

Пусть намагниченность материала объектов контроля с дефектом описывается следующим ПриИУ [3]

$$H_i = \frac{1}{4\pi} \sum_{j=1}^N \sum_{v=1}^{L_j} (\bar{M}_j \cdot \bar{n}_{vj}) \int_{\Delta S_{vj}} \frac{\bar{r}_{ij}}{r_{ij}^3} dS_j + \bar{H}_{CT}, \quad (1)$$

где N - общее число элементов элементарных объемов, на которые разбивается исследуемая область контроля и которые представляют собой параллелепипеды; ΔS_{vj} - поверхность v грани j -го элемента; L_j - общее число граней; $\bar{H}_{CT}$ - напряженность стороннего источника магнитного поля, которое при измерении в остаточном поле равняется нулю; $\bar{M}_j$ - намагниченность, которая в пределах одного элемента считается постоянной; $\bar{n}_{vj}$ - нормаль к поверхности элемента; i, j - точки наблюдения и источника.

Соотношение (1) является системой алгебраических уравнений и дополняется магнитной характеристикой намагничиваемого материала $M = M(H)$, которая может быть задана как в аналитической форме, так и в табличной. Соотношение (1) можно записать как

$$[A][M] = [H_0], \quad (2)$$

где $[A] = \{a_{ij}\}$; $i = 1, 2, \dots, N$; $j = 1, 2, \dots, N$ - квадратная матрица коэффициентов; $[M] = \{M_j\}$; $j = 1, 2, \dots, N$ - вектор-столбец, составленный из компонентов искомых значений намагниченности во всех N элементарных объемах; $[H_0] = \{H_{0j}\}$ - вектор-столбец, задающий поле стороннего источника.

Приращение магнитного поля, вызванное дефектом, составляет доли процентов от поля, вызванного намагниченностью объекта контроля. Это значит, что матрица $[A]$ имеет малые значения коэффициентов, относящихся к объему, прилегающему к дефекту. Поэтому возникает необходимость повысить точность расчета путем уменьшения размеров элементарных объемов, что приводит к резкому увеличению машинного времени расчета. Особенно это неудобно при варьировании геометрических пара-

метров дефектов.

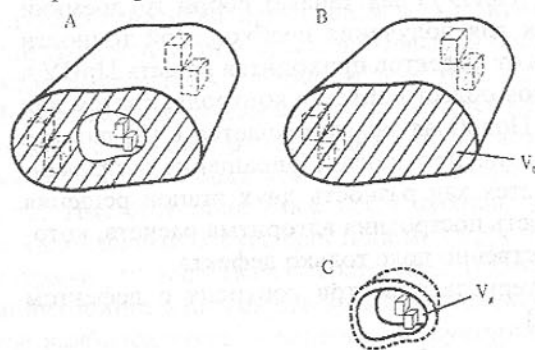


Рис. 1. Разбиение объекта контроля на расчетные области

Поэтому необходима разработка метода, позволяющего избежать увеличения трудоемкости расчета, что позволит производить обработку сигналов в реальном масштабе времени для визуализации параметров дефектов. Разработанный метод расчета, позволяющий значительно упростить технологию и уменьшить время расчета, заключается в следующем.

Пусть V_0 - объем объекта контроля, не содержащего дефекта (рис. 1). V_d - область, занятая дефектом, под которым понимается несплошность ферромагнитного материала. Точка наблюдения Q_0 лежит в объеме V_0 , а точка Q_d - в объеме, окружающем дефект V_d .

Для бездефектного изделия справедливо дискретизированное ПриУ, имеющее вид

$$\bar{H}(Q_0) = \zeta \bar{M}(Q_0) + \bar{H}_{CT}(Q_0), \quad (3)$$

где ζ - оператор равный:

$$\zeta = \frac{1}{4\pi} \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^{L_j} \bar{n}_j \int_{\Delta S_{ij}} \frac{\bar{r}_{ij}}{r_{ij}^3} dS_j,$$

$\bar{H}(Q_0)$ и $\bar{M}(Q_0)$ - напряженность магнитного поля и намагниченность в объеме бездефектного объекта контроля.

Уравнение (1) может быть записано для объекта контроля с областью, занятой дефектом, если предположить, что объем V включает в себя две области V_0 и V_d . Пусть для объема справедливо выражение

$$\bar{M} = \bar{M}_0 + \bar{M}_d, \quad (4)$$

здесь $\bar{M}_d$ - приращение намагниченности за счет области, занятой дефектом. В объеме V_d намагниченность M_0 отсутствует, т. е.

$$\bar{M} = \bar{M}_d. \quad (5)$$

Подставляя (4) и (5) в ПриУ (1), учитывая соотношение (3), получаем уравнение

$$\zeta \cdot \bar{M}_d(Q_0) = 0. \quad (6)$$

Если точка наблюдения лежит в области V_d , то получается

$$H(Q_d) = \zeta \cdot \bar{M}_d + \bar{H}_{CT}(Q_d) + \zeta \cdot \bar{M}_0. \quad (7)$$

Из системы уравнений, состоящей из (6) и (7), легко найти намагниченность области, занятой дефектом $\bar{M}_d(Q)$.

Для учета магнитных характеристик материала уравнения (6) и (7) решаются совместно с уравнением магнитного состояния материала

$$\bar{M} = \frac{1}{\mu_0} \bar{B} - \bar{H}. \quad (8)$$

Решение уравнений осуществляется итерационным методом по алгоритму

$$\bar{M}^{(k+1)} = \bar{M}^{(k)} + [1 - S^{(k)}] \bar{I} \cdot \bar{H}^{(k)}, \quad (9)$$

где $\bar{I}$ - единичная матрица. Параметр $S^{(k)}$ определяется по зависимости $B(H)$ контролируемого материала следующим образом

$$S^{(k)} = \frac{H_B^{(k)}}{H^{(k)}} \quad (10)$$

где H_B - напряженность поля, определяемая по петле гистерезиса.

Расчет поля рассеяния дефекта производится в два этапа. На первом этапе определяется намагниченность в каждом i -ом элементе, создаваемая намагничивающим устройством. Эта намагниченность обозначается $\bar{M}_{CT}$ и при её определении H_B определяется по кривой намагничивания. Вектор напряженности обусловлен полем источника намагничивания, т.е. напряженностью $\bar{H}_{CT}$.

На втором этапе вектор напряженности внешнего поля $\bar{H}_{CT}$ считается равным нулю. В каждом i -ом элементе фиксируется намагниченность $\bar{M}_{CT}$, с которой начинается итерационный процесс (8). Напряженность H_B определяется по "спинке" петли гистерезиса $B(H)$. Итерации производятся для каждого i -го элемента при постоянных значениях $M^{(k)}$ в остальных $(N-1)$ элементах. Затем i -ому элементу возвращается его первоначальная намагниченность, и итерации производятся для следующего элемента и т.д. Таким образом, образуется множество значений $\bar{M}$ для всех N элементов, у которых невязка становится меньше наперед заданной величины, т.е. рабочая точка, характеризующая магнитное состояние элемента, не будет расположена достаточно близко к кривой гистерезиса материала.

Расчеты поля рассеяния дефекта, проведенные для подповерхностного дефекта в пластине толщиной 3,2 мм из стали 45, показали хорошее совпадение с результатами экспериментальных исследований [4] расхождение с экспериментальными данными не превышает 5 - 7 %, что находится в пределах погрешности самого эксперимента.

Список литературы: 1. Загидулин Р.В., Щербинин В.Е. Магнитное поле поверхностного дефекта в ферромагнитной пластине // Дефектоскопия. – 1991. – №8. – С. 33 – 39. 2. Расчет сложных систем с постоянными магнитами на основе интегральных уравнений. В. В. Хоген-Далин, П. А. Курбатов. Применение постоянных магнитов в электрических машинах, аппаратах и приборах. Вып. 483. 1980, МЭИ. С. 75 – 80. 3. Расчет приращения магнитного поля в задачах электромагнитной дефектоскопии. И. В. Варфоломеев. Электромагнитные поля и системы. Вып. 118. 1986, МЭИ. С. 84 – 89. 4. Зацепин Н.Н. Экспериментальное исследование топографии магнитного поля от естественных поверхностей дефектов в ферромагнитных шарах. // ЖТФ. – 1954. – Вып. 7. – С. 1224 – 1228.

Статья поступила в редакцию 06.07.2002 г.

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ПРИПУСКОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

Михайлов А.Н., Байков А.В., Рыбина С.А.

(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Analysis of existing manufacturing processes of machining of facing tiles from natural capstone is performed. The method of operational allowances determination providing the raising of machining productivity is proposed.

Основная номенклатура изделий из природного камня это облицовочные плиты, используемые в архитектуре и монументальном строительстве.

Кроме эстетичного внешнего вида изделия из камня характеризуются большой долговечностью. В частности, изделия из гранита сохраняют внешний вид и функциональные свойства на протяжении пятисот лет.

Основную долю трудоемкости изготовления облицовочных плит занимает обработка лицевой поверхности. Процесс обработки от распиловки до полирования с целью поэтапного снижения шероховатости обрабатываемой поверхности включает от 4 до 6 операций алмазно-абразивной обработки.

Количество необходимых операций определяется взаимовлиянием большого количества параметров технологической системы. Поэтому в литературе приводят общие рекомендации, основанные на обобщении производственных данных, а в условиях конкретного производства технологические параметры определяются опытным путем. Сложившаяся ситуация обусловлена отсутствием данных о закономерностях протекания процесса

шлифования и влияния параметров технологической системы на производительность обработки и качество обработанной поверхности.

Технологический процесс обработки лицевой поверхности изделий из гранита после распиловки состоит в общем случае из следующих операций [1,2].

Калибровка (обдирка) – обработка алмазными кругами специальной конструкции зернистостью 630/500 за один проход с целью обеспечения плоскостности обрабатываемой поверхности, т.е. удаление слоя материала в пределах волнистости после штрипсовой распиловки или в пределах «ступенчатости» после ортогональной. Толщина удаляемого слоя материала приблизительно составляет $\delta=1\ldots3$ мм.

Грубое шлифование – обработка торцовыми алмазными головками АГШГ зернистостью 250/200. Конечный результат данной операции – устранение следов калибровки и обеспечение шероховатости поверхности в пределах $Ra=50$ мкм. Съем материала при этом составляет $\delta=0,4\ldots0,6$ мм.

Среднее шлифование – обработка торцовыми алмазными головками АГШГ. В зависимости от состояния поверхности после предыдущей операции может проводиться в одну или две стадии. Если в одну стадию – обработка ведется инструментом зернистостью 100/80, в две – предварительно инструментом зернистостью 160/125, затем зернистостью 100/80. Обработка ведется до обеспечения шероховатости $Ra=3,2\ldots1,6$ мкм, при этом съем материала может составлять $\delta=0,1\ldots0,15$ мм.

Тонкое шлифование проводится инструментом зернистостью 63/50 до обеспечения шероховатости $Ra=1,6\ldots0,8$ мкм. Съем материала при этом составляет $\delta=0,05\ldots0,1$ мм.

Доводочное шлифование (лощение) осуществляется инструментом зернистостью 40/28 до обеспечения шероховатости $Ra=0,8\ldots0,4$ мкм. Съем материала на этой операции составляет $\delta=0,01\ldots0,05$ мм.

Полирование гранита – обработка алмазными головками АГП зернистостью 40/28 на вулканической связке Р9 до получения шероховатости поверхности $Ra=0,05\ldots0,1$ мкм. Для преобразования лощенной поверхности в полированную необходимо снять слой толщиной 5 мкм.

Анализ литературных данных, а также производственного опыта показывает, что критерием завершения определенной операции обработки является уровень шероховатости поверхности. При этом величина съема материала, а следовательно количество проходов и в конечном итоге производительность и себестоимость обработки являются производными величинами и определяются уровнем технологических параметров. Задача повышения производительности и снижения себестоимости обработки может решаться, в частности, путем минимизации общего и межоперационных припусков.

В металлообработке минимальный припуск определяется на основании информации о высоте неровностей профиля Rz_{i-1} , глубины дефектного слоя h_{i-1} , суммарном отклонении расположения поверхности и отклонении формы поверхности $\Delta_{\Sigma i-1}$ на предшествующем переходе и погрешности установки заготовки на выполняемом переходе ε_i [3]:

$$z_{i\min} = (Rz + h)_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + \varepsilon_i \quad (1)$$

Учитывая специфику эксплуатации и изготовления облицовочных плит из природного камня можно утверждать, что применять для данных изделий традиционную методику расчета припусков нерационально. В данной статье предлагается новый подход к определению общего и межоперационных припусков, базирующийся на общих положениях технологии обработки [3], но учитывающий специфику эксплуатации и изготовления указанных изделий. Поскольку облицовочные плиты из природного камня не подвергаются механическим нагрузкам и, следовательно, микропрочность поверхностного слоя не оказывает влияние на эксплуатационные показатели изделия, при расчете величины припуска можно не учитывать глубину дефектного слоя h_{i-1} . Условия эксплуатации облицовочных плит не предъявляют требований к расположению поверхностей, поэтому слагаемое $\Delta_{\Sigma i-1}$ будет содержать только отклонение формы поверхности. Кроме того, специфика технологии обработки облицовочных плит, а именно – постоянство базирования заготовки в процессе обработки (как на мостовых и порталных станках, так и автоматических конвейерных линиях), позволяет опустить погрешность установки заготовки. В результате межоперационный припуск будет определяться величиной неровностей профиля Rz_{i-1} и отклонением формы поверхности $\Delta_{\Sigma i-1}$ на предшествующем переходе:

$$z_{i\min} = Rz_{i-1} + h_{i-1} \quad (2)$$

В общем случае общий припуск на обработку представляет собой сумму межоперационных припусков [3]:

$$z_o = \sum z_i$$

Однако существенного снижения стоимости обработки можно достичь при определении общего припуска на обработку не методом сложения, а методом «вложения» межоперационных припусков [1,7]. Для облицовочных плит из природного камня, характеризующихся вышеперечисленной спецификой обработки и эксплуатации, суммарный припуск на обработку, в общем случае будет равен величине неровностей профиля и отклонению формы поверхности после первичной обработки: распиловки (при штрипсовой распиловке) или калибровки (при ортогональной распиловке):

$$z_o = z_p, \quad (4)$$

где z_p – величина неровностей профиля и отклонение формы поверхности после первичной обработки.

Снижение величины отклонения формы поверхности обеспечивается в основном конструкцией инструмента, подход к решению этой проблемы представлены в работах [4,5,6]. Таким образом, при использовании шлифовального инструмента рациональной геометрии величина оптимального межоперационного припуска определяется только шероховатостью поверхности на предшествующем переходе.

При определении припуска величину неровностей профиля целесообразно оценивать показателем $R_{\max}$ – наибольшей высотой неровностей профиля. В этом случае величина припуска будет определяться:

$$z_o = R_{\max p} + \Delta_{\Sigma p} \quad (5)$$

Используя методику «вложения» припусков, сьем материала на операции грубого шлифования будет равен разности общего припуска и совокупности наибольшей высоты неровностей профиля и отклонения формы после грубого шлифования. Аналитически это можно представить выражением:

$$\delta_1 = (R_{\max p} + \Delta_{\Sigma p}) - (R_{\max 1} + \Delta_{\Sigma 1}) \quad (6)$$

где $R_{\max p}$ и $R_{\max 1}$ – величина неровностей профиля соответственно после первичной обработки и первой операции шлифования;
 $\Delta_{\Sigma p}$ и $\Delta_{\Sigma 1}$ – отклонение формы поверхности соответственно после первичной обработки и первой операции шлифования.

Рассматривая все операции обработки изделия, получим систему уравнений, определяющих величину съема на каждой операции:

$$\begin{cases} \delta_1 = (R_{\max p} + \Delta_{\Sigma p}) - (R_{\max 1} + \Delta_{\Sigma 1}) \\ \delta_2 = (R_{\max 1} + \Delta_{\Sigma 1}) - (R_{\max 2} + \Delta_{\Sigma 2}) \\ \dots \\ \delta_n = (R_{\max_{n-1}} + \Delta_{\Sigma_{n-1}}) - (R_{\max_n} + \Delta_{\Sigma_n}) \end{cases} \quad (7)$$

где n – количество последовательных операций обработки.

Графическая интерпретация системы уравнений представлена на рисунке 1.

Отклонение формы поверхности (отклонение от плоскостности) в основном определяется схемой обработки, конструкцией рабочей поверхности инструмента, а также кинематическими параметрами резания [4,5,6]:

$$\Delta_{\Sigma i} = f(k_i, S_{\text{нон}}, S_{\text{пр}}, V, \Delta) \quad (8)$$

где k_i – коэффициент заполнения инструмента;
 $S_{\text{нон}}, S_{\text{пр}}$ – поперечная и продольная подачи, м/мин;

V – скорость резания, м/с;

Δ – коэффициент перекрытия зон трассирования при обработке по схеме «ступенька» или «зигзаг». При обработке на конвейерных линиях без поперечной подачи $\Delta=1$.

Величина съема материала δ и качество обработанной поверхности

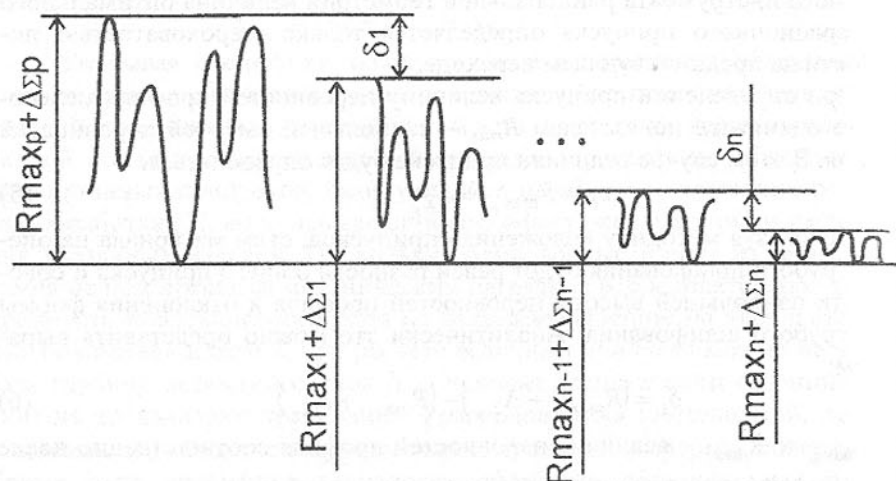


Рис. 1. Распределение припусков по операциям обработки

также являются функцией большого количества технологических факторов [1,8].

$$\begin{cases} \delta = f_1(M, p, V, S, z, k, k_A, k_C, q, k_i) \\ R_{\max} = f_2(M, p, V, S, z, k, k_A, k_C, q, k_i) \end{cases} \quad (9)$$

где M – коэффициент обрабатываемости материала, зависит от его физико-механических свойств;

p – давление в зоне обработки, МПа;

V – скорость резания, м/с;

S – подача, м/мин.;

z – зернистость абразивного материала;

k – концентрация абразивов;

k_A – коэффициент, учитывающий марку абразивного материала;

k_C – коэффициент, учитывающий характеристики связки инструмента;

q – коэффициент режущей способности шлифовального круга;

k_i – коэффициент заполнения инструмента.

Обозначив совокупность параметров в выражении (8) литерой L , а в выражении (9) – литерой T , систему уравнений (7) можно записать в функциональном виде:

$$\begin{cases} \delta_1(T_1) = (R_{\max p}(T_p) + \Delta_{\Sigma p}(L_p)) - (R_{\max 1}(T_1) + \Delta_{\Sigma 1}(L_1)) \\ \delta_2(T_2) = (R_{\max 1}(T_1) + \Delta_{\Sigma 1}(L_1)) - (R_{\max 2}(T_2) + \Delta_{\Sigma 2}(L_2)) \\ \dots \\ \delta_n(T_n) = (R_{\max n-1}(T_{n-1}) + \Delta_{\Sigma n-1}(L_{n-1})) - (R_{\max n}(T_n) + \Delta_{\Sigma n}(L_n)) \end{cases} \quad (10)$$

Анализ системы уравнений (10) показывает, что в зависимости от уровня технологического воздействия возможно различное количество операций обработки n , что определяет трудоемкость и себестоимость обработки. Процесс оптимизации межоперационных припусков заключается в определении значений технологических параметров, обеспечивающих минимальное количество операций и проходов обработки. Расчет межоперационных припусков, как и для металлов, необходимо вести от окончательной обработки к предварительной. Уровень технологического воздействия необходимо назначать таким образом, чтобы величина съема и формируемый рельефный слой соответствовали рельефному слою, формируемому на предшествующей операции. Причем, количество проходов обработки может варьироваться от одного до m .

Аналитически это представлено уравнениями:

$$\begin{cases} m \cdot \delta_1(T_1) + (R_{\max 1}(T_1) + \Delta_{\Sigma 1}(L_1)) = (R_{\max p}(T_p) + \Delta_{\Sigma p}(L_p)) \\ m \cdot \delta_2(T_2) + (R_{\max 2}(T_2) + \Delta_{\Sigma 2}(L_2)) = (R_{\max 1}(T_1) + \Delta_{\Sigma 1}(L_1)) \\ \dots \\ m \cdot \delta_n(T_n) + (R_{\max n}(T_n) + \Delta_{\Sigma n}(L_n)) = (R_{\max n-1}(T_{n-1}) + \Delta_{\Sigma n-1}(L_{n-1})) \end{cases} \quad (11)$$

Для решения задачи оптимизации необходимо создавать базы данных по влиянию технологических факторов на производительность обработки и качество получаемой поверхности. Причем, коэффициент обрабатываемости материала и коэффициент режущей способности инструмента не являются стабильными величинами. Коэффициент обрабатываемости материала зависит не только от его месторождения, но и от местонахождения в карьере и условий добычи. Режущая способность инструмента, кроме его характеристик, определяется способом правки шлифовального круга и степенью его затупления на данный момент. Для количественной оценки этих параметров необходимо проводить их экспресс-оценки: коэффициент обрабатываемости материала для конкретного обрабатываемого блока; коэффициент режущей способности – для конкретного состояния инструмента.

Таким образом, предлагаемая методика определения общего и межоперационных припусков методом «вложения» на основе информации о влиянии технологических факторов на процесс удаления материала и фор-

мирования поверхностного слоя для каждого конкретного материала позволяет минимизировать количество этапов шлифования и в целом повысить производительность обработки.

Список литературы: 1. Орлов А.М. Добыча и обработка природного камня. – М.: Стройиздат, 1977. – 349 с. 2. Сычев Ю.И., Берлин Ю.Я. Шлифовально-полировальные и фрезерные работы по камню. – М.: Стройиздат, 1985. – 312 с. 3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с. 4. Финишная алмазно-абразивная обработка неметаллических деталей / Рогов В.В. – К.: Наук. Думка, 1985. – 264 с. 5. Михайлов А.Н., Байков А.В., Дейкун С.А. Выбор геометрии торцового эластичного шлифовального инструмента // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – Вып. 14. С. 7-14. 6. Цеснек Л.С. Механика и микрофизика истирания поверхностей. – М.: Машиностроение, 1979. – 264 с. 7. Калафатова Л.П. Технологические основы повышения эффективности обработки и обеспечения качества изделий из технических стекол и ситаллов: Автореф. дис. ... доктора техн. наук. – Харьков, 2001. 37 с. 8. Качество машин: Справочник: В 2 т. Т.2 / А.Г. Суслев, Ю.В. Гуляев, А.М. Дальский и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 430 с.

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ МУФТ НА ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТИРОВАНИЯ ЗУБЬЕВ С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ

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

The analysis of influencing of the geometrical characteristics tooth of clutch couplings parameters of engagement tooth with spatial modification. A technique of calculation of dyne of contact lines.

Зубчатые муфты применяются для соединения различных агрегатов и машин во многих отраслях промышленности. При этом используют зубчатые муфты различных типов и размеров, с различными видами модификации зубьев. Поэтому актуальным является исследование характера влияния геометрических характеристик зубьев на параметры их контактирования.

Для выявления характера влияния геометрических характеристик зубьев на параметры контактирования рассчитаем координаты контактных линий для зубьев с различными геометрическими характеристиками при различных значениях погрешностей. Модуль зубьев принимает значение 1,5; 5,0; 10,0, число зубьев 17, 35, 50. Угол перекоса зубьев принимает значения от 0,5° до 15°. Расчеты проведем при помощи математического пакета

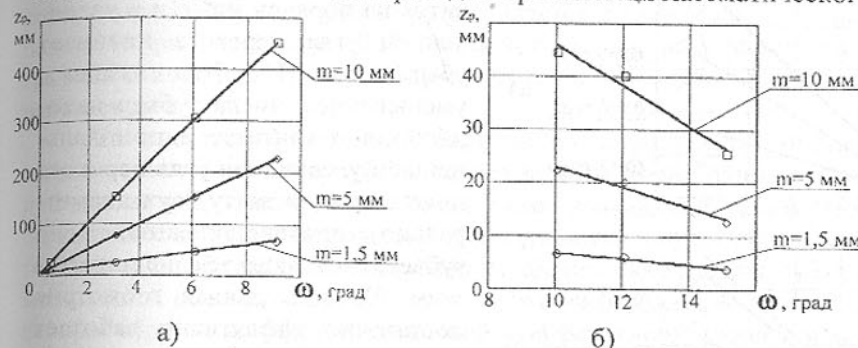


Рис. 1. График зависимости расчетной ширины площадки контакта от угла перекоса:

а) при $0 < \omega < 10$

б) при $10 < \omega < 15$

та Mathcad в соответствии с формулами работы [1], по специально написанной программе.

По данным расчетов строим зависимости изменения расчетной и эффективной ширины площадки контакта в зависимости от угла перекоса

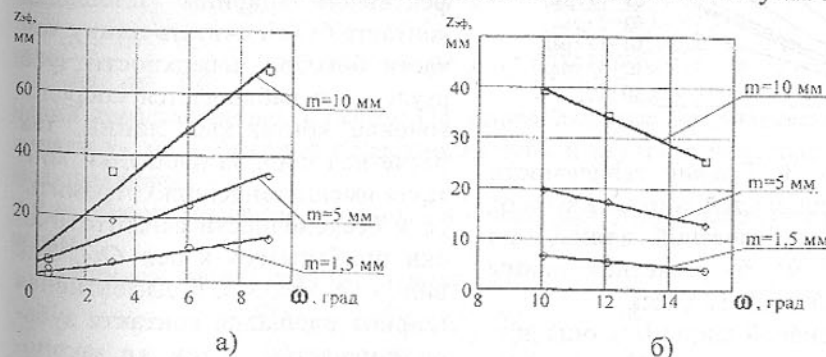


Рис. 2. График зависимости эффективной ширины площадки контакта зуба от угла перекоса:

а) при $0 < \omega < 10$

б) при $10 < \omega < 15$

(рис. 1 и рис. 2), модуля (рис. 3) при $z=35$ шт.

Как видно из рис. 1 а расчетная ширина площадки контакта увеличивается по линейной зависимости с увеличением угла перекоса зубьев. Причем, чем больше модуль, увеличение ширины площадки контакта происходит быстрее. Такая картина наблюдается до $\omega = 9^\circ$, при $10 < \omega < 15$ ширина

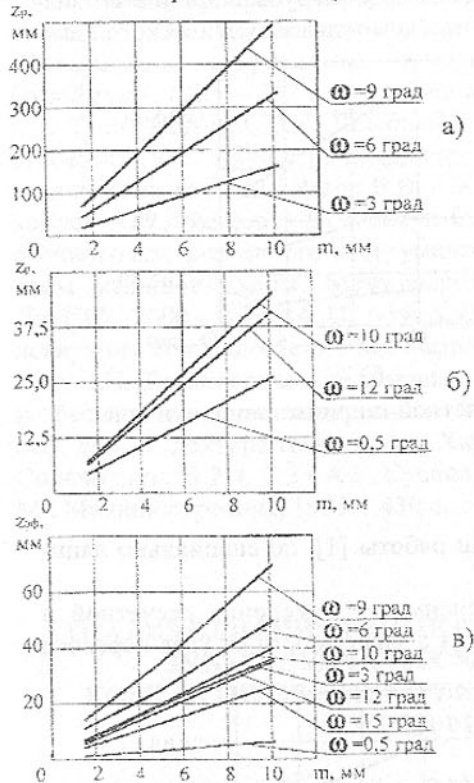


Рис. 3. График зависимости ширины площадки контакта зуба от модуля: а) расчетной длины при $\omega = 3^\circ; 6^\circ; 9^\circ$; б) расчетной длины при $\omega = 0.5^\circ; 10^\circ; 12^\circ; 15^\circ$; в) эффективной ширины площадки контакта зуба.

площадки контакта становится на порядок ниже и с увеличением угла перекоса начинает убывать рис. 1 б. Что связано с уменьшением числа зубьев находящихся в контакте и при дальнейшем увеличении угла перекоса приводит к контакту двух диаметрально противоположных пар зубьев, что является недопустимым. То есть данная геометрия достаточно эффективно работает при числе зубьев от 28 до 50 в диапазоне углов перекоса от 0° до 9° . При значении числа зубьев меньше 28 диапазон углов перекоса расширяется до 14° .

На рис. 2 показана зависимость эффективной ширины площадки контакта. В качестве эффективной ширины площадки контакта будем считать длину той части боковой поверхности зуба втулки где наблюдается сосредоточение контактных линий, так расчетная ширина площадки контакта имеют тенденцию стремиться к бесконечности асимптотически приближаясь к оси Oz_2 . Как видно из рис. 2 а, б эффективная ширина площадки контакта зубьев изменяется по тем же закономерностям, что и расчетная ширина площадки контакта. Но следует отметить что по абсолютным

значениям она на порядок меньше чем расчетная ширина площадки контакта.

На графиках рис. 3 показана изменение величины расчетной (рис. 3 а, б) и эффективной (рис. 3 в) площадок контакта в зависимости от модуля зубьев. Как видно из графиков ширина площадки контакта, как расчетная, так и эффективная непрерывно возрастают с увеличением модуля. Скорость возрастания непрерывно увеличивается до $\omega = 9^\circ$, а затем начинает падать. И при $\omega = 15^\circ$ и $\omega = 0.5^\circ$ для расчетной ширины площадки контакта графики сливаются. Что так же доказывает то, что данная геометрия лучше работает до $\omega = 9^\circ$.

Что касается зависимости расчетной и эффективной ширины площадки контакта от числа зубьев, то все зависит от выбранной рациональной длины зуба. Так как отмечалось ранее контактные линии тянутся до бесконечности, при этом толщина зуба стремится к нулю. А при значениях толщины модифицированных зубьев не значительно меньше зубьев с прямой образующей количество зубьев в передаче не влияет существенно на ширину расчетной и эффективной площадки контакта. И в общем случае предпочтительнее использовать передачи с большим числом зубьев, так как тогда в контакте находится большее число зубьев (в виду неизменности зоны контактирования [2]), а значит и нагрузка действующая на зубья меньше.

Для определения длины контактных линий воспользуемся формулой для определения длины пространственной кривой [3]:

$$L = \int_{\varphi_0}^{\varphi} \sqrt{\left(\frac{dx_2}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy_2}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dz_2}{d\varphi}\right)^2} d\varphi \quad (1)$$

где $\frac{dx_2}{d\varphi}, \frac{dy_2}{d\varphi}, \frac{dz_2}{d\varphi}$ - производные по углу развернутости эвольвенты уравнений представленных в работе [1], определяющих соответственно координаты x_2, y_2, z_2 боковой поверхности зубьев втулки с пространственной модификацией; φ и φ_0 - соответственно конечный и начальный угол развернутости эвольвенты.

Производные будут иметь вид:

$$\frac{dx_2}{d\varphi} = k_{11} \cdot \frac{dx_1}{d\varphi} + k_{12} \cdot \frac{dy_1}{d\varphi} + k_{13} \cdot \frac{dz_1}{d\varphi}, \quad (2)$$

$$\frac{dy_2}{d\varphi} = k_{21} \cdot \frac{dx_1}{d\varphi} + k_{22} \cdot \frac{dy_1}{d\varphi} + k_{23} \cdot \frac{dz_1}{d\varphi}, \quad (3)$$

$$\frac{dz_2}{d\varphi} = k_{31} \cdot \frac{dx_1}{d\varphi} + k_{32} \cdot \frac{dy_1}{d\varphi} + k_{33} \cdot \frac{dz_1}{d\varphi}, \quad (4)$$

где k_{ij} - коэффициенты взятые из матрицы перехода от системы координат $x_1y_1z_1$ к системе координат $x_2y_2z_2$ описанные в работе [1].

$\frac{dx_1}{d\varphi}, \frac{dy_1}{d\varphi}, \frac{dz_1}{d\varphi}$ - производные по углу развернутости эвольвенты уравнений, представленных в работе [1], определяющих соответственно координаты x_1, y_1, z_1 боковой поверхности зубьев обоймы.

Продифференцировав и произведя соответствующие преобразования получим следующие результаты:

$$\frac{dx_1}{d\varphi} = r\varphi \sin(\varphi - \varphi_c), \quad (5)$$

$$\frac{dy_1}{d\varphi} = r\varphi \cos(\varphi - \varphi_c) \quad (6)$$

$$\frac{dz_1}{d\varphi} = -r \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{2}\right) \frac{\cos(\psi + \varphi - \varphi_c)}{(\sin(\psi + \varphi - \varphi_c))^2} \quad (7)$$

Подставляя значения из формул (2), (3), (4) и (5), (6), (7) значения в формулу (1) получим зависимость для определения длины контактной линии в символьном виде. Полученный интеграл можно взять численными методами в математическом пакете Mathcad. Рассчитаем длину контактных линий для зубьев находящихся в контакте, со следующими геометрическими параметрами $m=5$ мм, $z=35$ шт, при изменении угла перекося $\omega=0,5^\circ; 3^\circ; 6^\circ; 9^\circ; 10^\circ; 12^\circ; 15^\circ$.

На графике рис. 4 а, б видно, что длина контактных линий с увели-

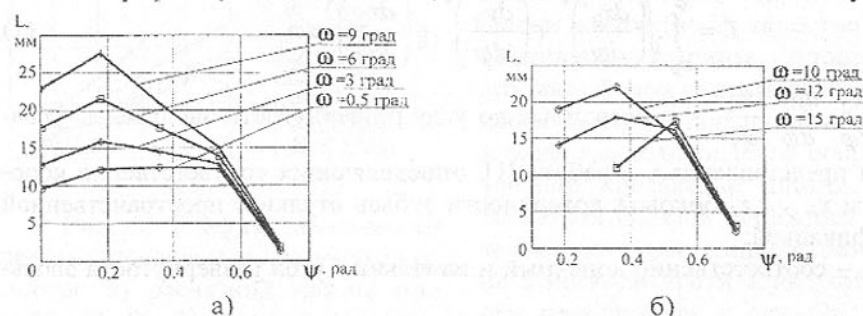


Рис. 4. График зависимости длины контактных линий на зубьях втулки от угла поворота соединения:

а) при ω изменяющемся от 0° до 9° ;

б) при ω изменяющемся от 9° до 15° ;

чением угла поворота соединения с начало возрастает до второго зуба, находящегося в контакте, а затем начинает падать. Так же следует отметить, что с увеличением угла перекося абсолютное значение длины контактной

линии на соответствующем зубе увеличивается, так происходит до $\omega = 9^\circ$, после чего абсолютное значение длины контактной линии начинает снижаться.

Таким образом проведенные исследования параметров контактирования зубьев в зубчатой муфте показали, что оптимальная пространственная модификация эффективно работает при числе зубьев от 28 до 50 в диапазоне углов перекося от 0° до 9° . При этом в контакте находятся все зубья в пределах зоны контактирования. Расчетная ширина площадки контакта стремиться к бесконечности. Но на активной поверхности зубьев можно выделить эффективную ширину площадки контакта, где имеет место сосредоточение нагрузок между зубьями находящимися в контакте, что способствует улучшению условий работы муфты. Так же приведена методика для расчета длины контактных линий в зависимости от угла поворота соединения. Показаны закономерности изменения длины контактных линий в различных эксплуатационных условиях.

Список литературы: 1. Михайлов А.Н., Рыбина С.А., Перов Д.В., Оливер Т., Бсмент М. Основы синтеза геометрии внутренних пространственных зацеплений с равным числом внутренних и наружных зубьев//Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 2000. - Вып. 10. С.149 - 161. 2. Грубка Р.М., Буленков Е.А. Кинематико-геометрический анализ движений элементов зубьев зубчатых муфт в условиях перекося осей валов. - Материалы третьего международного научно практического семинара «Практика и перспективы развития институционального партнерства». - Книга 2, Таганрог - Донецк, июнь 2002 г., - с. 53-57. 3. Г. Корн, Т. Корн Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука. Физматлит. - 1973. - 832 с.

Статья поступила в редакцию 31.01.2002 г.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ СТЕКОЛ И СИТАЛЛОВ

Михайлов А.Н., Калафатова Л.П. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Operation characteristics of pyroceramics goods depend on the defectness of the machined surface which is predetermined by the level of force of grinding. The principles of modelling the technological processes of pyroceramics goods abra-

sive machinig have been worked out. These principles ensure minimal force of grinding on the surface formed.

Технология изготовления крупногабаритных изделий сложной формы из технических стекол и ситаллов может быть отнесена к сложным иерархическим системам [1], в которых реализуются технологические процессы (ТП), включающие следующие стадии технологических воздействий: N_1 - до механической обработки (получение заготовки), N_2 - в период механической обработки, N_3 - после механической обработки. Главной задачей, решаемой на каждой из стадий технологических воздействий, является создание в конечном счете качественного изделия при минимальных затратах на его производство.

Наиболее ответственными и трудоемкими, максимально влияющими на технологическую себестоимость изделий, являются этапы механической обработки, в совокупности представленные как комплекс технологических воздействий N_2 . Здесь предполагается выполнение ряда операций, в частности, предварительного N_{2_1} и окончательного формообразования N_{2_2} (для ситаллов, соответственно, чернового и чистового шлифования), а также алмазной притирки N_{2_3} или полирования (для стекол). Однако применение финишных операций не гарантирует обеспечение отсутствия дефектного слоя, обусловленного обработкой, в поверхностном слое изделия. Поэтому весь дефектный слой для комбинированно-дефектных ситаллов и стекол должен быть удален на третьей, заключительной стадии технологических воздействий N_3 путем реализации дорогостоящих и экологически вредных операций химического травления и ионного упрочнения изделий, трудоемкость которых определяется глубиной и структурой поверхностного дефектного слоя.

Технология получения заготовок из хрупких неметаллических материалов и особенности их физико-механических свойств делают невозможным в серийном производстве получение необходимой точности деталей без последующей механической обработки. Несовпадения конфигурации и размеров заготовки и детали возрастает по мере увеличения сложности формы детали и ее габаритов. Все это предполагает наличие больших припусков на обработку, достигающих в некоторых случаях 10-12 мм на сторону.

Технологическая себестоимость получения готовой детали C_{T_2} складывается из себестоимости получения заготовки C_{T_1} , механической обработки $C_{T_{II}}$, упрочнения изделия $C_{T_{III}}$

$$C_{T_2} = C_{T_1} + C_{T_{II}} + C_{T_{III}}. \quad (1)$$

Не изменяя способы получения заготовки, считаем, что для всех вариантов производства изделия C_{T_1} является постоянной. Значительный интерес представляет изменение уровня составляющих $C_{T_{II}}$, $C_{T_{III}}$, особенно их части, зависящей от условий механической обработки $C_{T_{мех}}$ [2].

Учитывая многооперационность механической обработки крупногабаритных изделий, $C_{T_{II}}$ будет являться суммой себестоимостей составных операций: $C_{T_{II}} = \sum C_{T_i}$, где C_{T_i} - технологическая себестоимость операций механической обработки изделия от черновых до финишных.

Технологическая себестоимость операции механической обработки детали C_{T_i} складывается из нескольких статей [3]. Так для операции шлифования она будет включать следующие компоненты: непроизводительные затраты $C_{(1)шл}$, приходящиеся на одну деталь и включающие стоимость закрепления и снятия детали, стоимость простоя оборудования; стоимость машинного времени обработки $C_{(2)шл}$ детали, определяемая как произведение стоимости одной минуты машинного времени $c_{см}$ на машинное время обработки t_m ; стоимость времени операции восстановления режущей способности инструмента (шлифовального круга) $C_{(3)шл}$ и стоимость инструмента $C_{(4)шл}$, отнесенные к одной детали; стоимость материала $C_{(5)шл}$.

В зависимости от применяемого способа правки величина $C_{(3)шл}$ различна. Если правка круга осуществляется вне шлифовального станка и требует его простоя на это время, то $C_{(3)шл}$ определится как

$$C_{(3)шл} = t_{np} \left(\frac{t_m}{T} \right) (c_{np} + c_{см}) + c_{см} t_{см.кр} \left(\frac{t_m}{T} \right), \quad (2)$$

где c_{np} - стоимость одной минуты правки круга; t_{np} - время правки круга; T - стойкость круга (время между двумя правками); $t_{см.кр}$ - время смены инструмента; $c_{см}$ - стоимость одной минуты эксплуатации станка, включающая и зарплату рабочего.

В случае, если правка осуществляется непосредственно на станке без прерывания цикла обработки, формула (2) примет следующий вид

$$C_{(3)шл} = c_{np} t_{np} \left(\frac{t_m}{T} \right). \quad (3)$$

Стоимость инструмента, отнесенная к одной детали, определится зависимостью

$$C_{(4)шл} = \frac{C_u}{h_{кр}} \left[J t_M + J_{np} t_{np} \left(\frac{t_M}{T} \right) \right], \quad (4)$$

где C_u - стоимость круга; J - линейный износ круга за время обработки детали, зависящий от режима шлифования; J_{np} - линейный износ круга за время правки, отнесенный к одной детали, зависящий от режима правки; $h_{кр}$ - толщина алмазосодержащего слоя круга.

Исключив из себестоимости детали стоимость материала и ориентируясь на прогрессивный способ правки инструмента (см. (3)), имеем

$$C_{T_{шл}} = c_{см} t_x + c_{см} t_M + c_{np} t_{np} \left(\frac{t_M}{T} \right) + \frac{C_u}{h_{кр}} \left[J t_M + J_{np} t_{np} \left(\frac{t_M}{T} \right) \right]. \quad (5)$$

Аналогичным образом могут быть подсчитаны себестоимости остальных составляющих операций ТП механической обработки детали.

Себестоимость на этапе упрочнения детали $C_{T_{III}}$ складывается из суммы затрат на операции химического травления $C_{III(1)}$ и ионного упрочнения детали $C_{III(2)}$

$$C_{T_{III}} = C_{III(1)} + C_{III(2)}. \quad (6)$$

Причем величина $C_{III(2)}$ не зависит от результатов предшествующей механической обработки изделия, а определяется его габаритами и технологией проведения самой операции ионного упрочнения.

Стоимость затрат на операции химического травления детали $C_{III(1)}$ складывается из непроизводительных затрат $C_{III(1)x}$, приходящихся на одну деталь и включающих стоимость загрузки и разгрузки травильной ванны, и непосредственно стоимости процесса травления $C_{III(1)тр}$

$$C_{III(1)} = C_{III(1)x} + C_{III(1)тр} = c_3 t_3 + c_{тр} t_{тр} = c_3 t_3 + c_{тр} \frac{H_{р_{мех}}}{v_{тр}}, \quad (7)$$

где c_3 - стоимость одной минуты простоя травильного оборудования; t_3 - время загрузки - разгрузки травильной ванны; $c_{тр}$ - стоимость одной минуты процесса травления; $t_{тр}$ - время травления; $v_{тр}$ - скорость травления (удаления) нарушенного обработкой слоя изделия $H_{р_{мех}}$.

Величина $H_{р_{мех}}$ равна

$$H_{р_{мех}} = R_{z_{мех}} + h_{д_{мех}}, \quad (8)$$

где $R_{z_{мех}}$ - высота неровностей профиля после окончательной операции механической обработки (полирования или алмазной доводки); $h_{д_{мех}}$ - глу-

бина дефектного поверхностного слоя, оставшегося после последней операции механической обработки.

Учитывая, что для ответственных изделий из рассматриваемых материалов, требования к шероховатости обработанной поверхности после завершающей операции механической обработки высоки ($R_{max} \leq 0,6$ мкм), длительность операции химического травления, а, следовательно, и ее себестоимость, будут определяться в основном глубиной дефектного слоя $h_{д_{мех}}$, которая в некоторых случаях может достигать 200 - 300 мкм и более.

Поэтому себестоимость операции упрочнения практически пропорционально зависит от глубины дефектного слоя, подлежащего удалению. Уменьшение $h_{д_{мех}}$ является важной технологической задачей, решение которой связано с исследованием процессов диспергирования хрупких неметаллических материалов и дефектообразования в них при механической обработке, а также влияния на эти процессы технологических параметров процесса резания.

Просуммировав (5) и (7), получим выражение для определения части технологической себестоимости получения детали, зависящей от механической обработки $C_{T_{мех}}$,

$$C_{T_{мех}} = C_{T_{II}} + C_{T_{III}} = \sum_{i=1}^k c_{cm_i} (t_{x_i} + t_{M_i}) + \sum_{i=1}^k c_{np_i} t_{np_i} \left(\frac{t_{M_i}}{T_i} \right) + \sum_{i=1}^k \frac{C_{u_i}}{h_{кр_i}} \left[I_i t_{M_i} + I_{np_i} t_{np_i} \left(\frac{t_{M_i}}{T_i} \right) \right] + c_3 t_3 + c_{тр} \frac{(R_{z_{мех}} + h_{д_{мех}})}{v_{тр}}. \quad (9)$$

Анализируя зависимость (9), можно отметить, что себестоимость обработки детали может быть снижена за счет двух факторов: уменьшения величины машинного времени, которое, в свою очередь зависит от величины удаляемого припуска $Z_{i_{min}}$ на конкретной операции или переходе и режимов обработки; выбора эффективного способа правки инструмента. Величина $Z_{i_{min}}$ зависит от глубины дефектного слоя $h_{д_{i-1}}$, сформированного на предшествующей операции, на которую влияют технологические факторы, определяющие энергетические затраты на реализацию процессов диспергирования обрабатываемого материала. Поэтому проектирование эффективных технологических процессов обработки изделий из технических стекол и ситаллов предполагает использование комплексного технологического управления дефектностью формируемой поверхности на каждой стадии их механической обработки.

Список литературы: 1. Михайлов А.Н., Калафатова Л.П. Оптимизация технологических процессов механической обработки изделий из не-

металлических материалов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Зб. наук. праць. - Краматорськ: ДДМА - 1999. - Спец. вип. - С. 84-88. 2. Михайлов А.Н., Калафатова Л.П. Особенности формирования дефектного слоя при абразивной обработке конструкционных изделий из материалов на основе стекла // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГТУ. - 2001. - Вып. 17. - С. 90-93. 3. Армарего И. Дж. А., Браун Р.Х. Обработка металлов резанием: Пер. с англ. - М.: Машиностроение, 1977. - 325 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

К ВОПРОСУ ВЫБОРА РОЛИКОПОР ДЛЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК

Монастырский В. Ф., Монастырская Н. Н., Кочнева О.В.
(МПИ (ф) ЯГУ, г. Мирный, Россия)

The work under consideration describes local feeding section of distributive conveyer. Its main element is device which makes it possible to main load in one place, protecting the roller bearings of distributive conveyer in such a way.

Обогащительные фабрики Западного региона Якутии, где обогащается алмазосодержащее сырье, оборудуются бункерами – накопителями, распределение материала между которыми выполняется распределительными конвейерами, работающими в паре с головными конвейерами. Конструкция распределительных конвейеров предполагает автономный привод их передвижения относительно бункеров, привод ленты, роlikопоры и натяжные устройства.

Опыт эксплуатации таких конвейеров в условиях обогащительных фабрик показал, что самым уязвимым узлом распределительных конвейеров является лента и роlikопоры, которые подвергаются значительным динамическим нагрузкам от падающего крупнокускового груза. В технической литературе [1] имеется множество технических решений на роlikопоры ленточных конвейеров (жесткие, на пружинах, шарнирные, податливые, на канатной подвеске) и выявлены основные тенденции повышения их производственного и потребительского качества [2]. Установлено, что в зависимости от горнотехнических условий эксплуатации конвейеров перспективными конструкциями роlikопор в загрузочной части являются шарнирные, податливые и специальной конструкции. Основным элементом последних является батут – динамическая система в виде продольно

растянутой нити с массой равномерно распределенной по всей длине и опирающейся на жесткое и упругое основание – роlikопоры.

На рис.1 схематично показано батутное устройство распределительного конвейера, которое включает основную ленту с натяжением S_n , опирающуюся на две жесткие роlikопоры с шагом l_{n1} . Между жесткими роlikопорами под основной лентой расположена дополнительная лента (шириной, равной длине ролика) с натяжением S_{da} и роliками, установленными в специальных рамках с шагом l_p и закрепленных жестко к ней. Дополнительная лента в местах возможного прогиба между роliками поддерживается нерастяжимой гибкой нитью с боковыми роliками (рис. 1б).

При транспортировании сыпного груза на элементы загрузочной части распределительного конвейера будут действовать следующие силы:

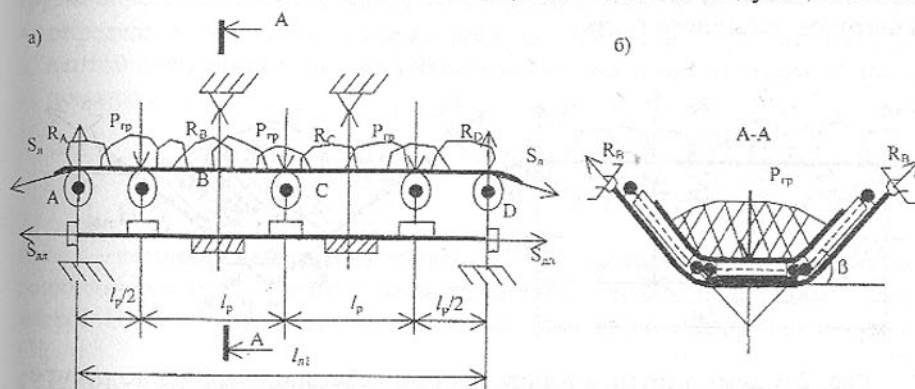


Рис. 1. Батутное устройство

- сила, возникающая от взаимодействия различных фракций груза с лентой и роlikопорами (отдельные крупные куски, мелкокусковый груз равномерно распределенный по длине конвейера и одновременное взаимодействие мелких и крупных фракций);
- силы натяжения основной и дополнительной ленты;
- силы сопротивления перемещению ленты по роlikопорам;
- силы реакций боковых связей (внутренние силы) значение которых определяется из равновесия всех сил, действующих на основную и дополнительную ленты.

Считая, что основная лента и упругое основание воспринимают приложенную нагрузку одновременно, а общая их жесткость оценивается как жесткость двух пружин при параллельном нагружении:

$$C_{об} = C_n + C_p,$$

где C_p – жесткость системы подвески роlikопор; C_n – жесткость ленты.

Если в полученное выражение для общей жесткости системы подставить значение $C_n = 2S_n / \ell_{n1}$, то получим:

$$C_{об} = C_p \left(1 + \frac{2S_n}{C_p \ell_{n1}} \right),$$

где $1 + \frac{2S_n}{C_p \ell_{n1}}$ - коэффициент снижения нагрузки на упругое основание роlikоопор за счет натяжения основной ленты.

На рис. 2, 3 представлены расчетные схемы упругого основания роlikоопор при действии равномерно распределенной (рис. 2) и локальной (нагрузка одного куска) симметричной (рис. 3а) и несимметричной (рис. 3б) нагрузок насыпного груза.

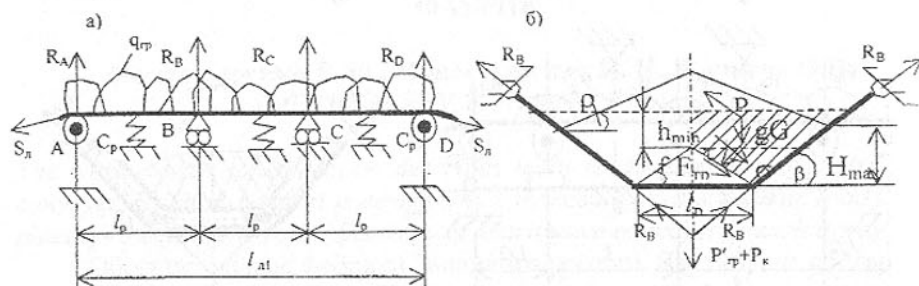


Рис. 2. Схема упругого основания при действии равномерно распределенной нагрузки

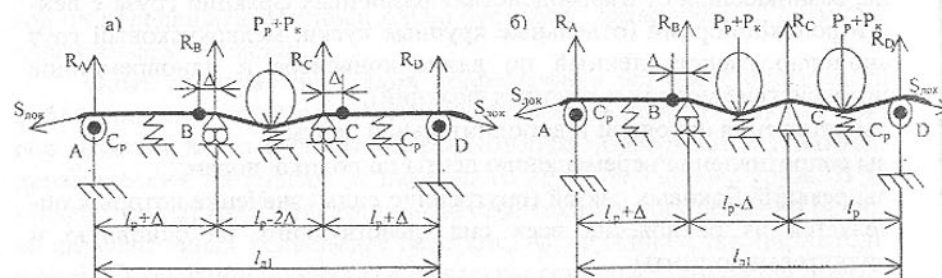


Рис. 3. Схема упругого основания при действии локальной нагрузки

При обосновании расчетных схем (статический расчет) принималось:

- при равномерно распределенной нагрузке дополнительная лента испытывает в каждом пролете между боковыми роlikоопорами одинаковое растяжение;

- при неравномерной нагрузке (локальной) дополнительная лента испытывает различные натяжения в каждом пролете и при этом гибкая подвеска боковых роlikов перемещается в сторону большей нагрузки на величину Δ ;
- в каждом пролете l гибкая нить с натяжением $S_{дл}$ может быть заменена аналогом в виде пружины с жесткостью C_p , а боковая подвеска - жесткими неподвижными и подвижными в продольном направлении роlikоопорами (см. рис. 2, 3)
- реакции боковых роlikов воспринимают нагрузки насыпного груза, оставаясь при этом нерастяжимой гибкой нитью.

Параметры батутной подвески при равномерно распределенной нагрузке определяются в следующей последовательности:

- определяют нагрузки, воспринимаемые основной и дополнительной лентой при равномерно распределенной и локальной нагрузками в каждом пролете l_p :

$$P'_{зп} = \frac{\ell_p \cdot q_{зп}}{1 + \frac{2S_n}{C_p \ell_{n1}}}; \quad P_k = gG_k K_\delta; \quad P'_k = \frac{q_{зп} G_k K_\delta}{1 + \frac{2S_n}{C_p \ell_{n1}}},$$

где $q_{зп}$ - погонная нагрузка на конвейере; ℓ_{n1} - расстояние между жесткими роlikоопорами; P_k - усилие взаимодействия ленты с падающим куском массой G_k ; K_δ - коэффициент взаимодействия куска с упругой подвеской [3];

- определяют натяжение основной ленты в пролете l_p с учетом параметров ленты (E_n, F, l_{n1}) и подвески роlikоопор (l_p, C_p, P_p, S_{np}):

$$S_n^3 + \left[\frac{E_n F P'_{зп}}{24 S_{np}^2} - S_{np} \right] S_n^2 - \frac{E_n F (P'_{зп} + P_p)^2}{24} = 0 \quad (1)$$

где E_n - модуль упругости материала конвейерной ленты; F - площадь сечения ленты; $P'_{зп}$ - погонная нагрузка на конвейере; P_p - масса ролика; S_{np} - предварительное натяжение ленты;

- считая ленту в дальнейшем нерастяжимой определяют прогиб ленты между роlikоопорами и сравнивают его значение с допустимым $[y_{max}] = 0,01 l_p$:

$$y = \frac{P_{зп} \ell_p}{8 S_{n1}} \leq y_{max} \quad (2)$$

- реакции в шарнирной подвеске боковых роlikов (рис. 2б):

$$R_B = \frac{P'_{зп} + P_k}{\sin \beta} \quad (3)$$

где β - угол наклона боковых роликов;

- шаг расстановки роликоопор с учетом натяжения ленты и жесткости роликоопор C_p :

$$\ell_p = \frac{4S_{лy}}{P'_{ер}}; \quad (4)$$

- жесткость подвески роликоопор:

$$C_p = \frac{2S_{л1}}{\left(\frac{q_{зр}\ell_p}{P'_{зр}} - 1\right)\ell_{л1}}; \quad (5)$$

- натяжение дополнительной ленты:

$$S_{дл} = \frac{C_p \ell_p}{2}. \quad (6)$$

При локальном нагружении элементов конвейера выражения (1.0 ... 6.0) примут вид с учетом величины смещения роликоопор в пролете (рис. 3 а,б)

$$S_{лок}^3 + \left[\frac{E_{л} F P_{к}^2 (\ell_p - \Delta)^2}{24 S_{нр}^2} - S_{нр} \right] S_{лок}^2 - \frac{E_{л} F (P_{к} + P_p)^2 (\ell_p - \Delta)^2}{24} = 0;$$

$$R_B = \frac{P_{к} + P_p}{\sin \beta}; \quad \ell_p = \frac{2S_{лок} y_{лок}}{P_{к}} + \Delta; \quad C_p = \frac{2S_{лок}}{\left(\frac{P_{к}}{P'_{к}} - 1\right)(\ell_p - \Delta)};$$

$$S_{дл} = \frac{C_p (\ell_p - \Delta)}{2}$$

На рис. 4 показаны зависимости натяжения ленты от равномерно распределенной нагрузки (рис. 4а) и от локальной нагрузки (рис. 4б).

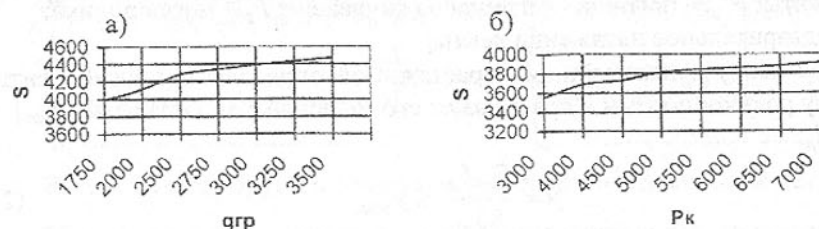


Рис. 4. Зависимость натяжения ленты от нагрузок насыпного груза

Список литературы: 1. Спиваковский А.О., Дмитриев В.Г. Ленточные конвейеры с подвесными роликоопорами для транспортирования скальной горной массы // Горный журнал. – 1972. – №9. 2. Фаддеев Б.В. Конвейерный транспорт на рудных карьерах. – М: Недра, 1972. 3. Монастырский В.Ф., Демин Г.К. О силе динамического взаимодействия потока крупнокускового груза с роликоопорами ленточных конвейеров // Динамика и прочность горных машин. – Киев: Наукова думка, 1975. – Вып. 3.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Невмержицкая Г.В., Шлюшников А.П. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

There is considered the algorithm of account of reliability of the bearing axle-box of the car by criterion of fatigue flaking in the form of computing experiment. There is investigated the influence of the factor of distribution of loading on the bodies of rolling on non-failure operation of the bearing.

Проведенные ранее численным методом исследования прочности и жесткости буксы вагона разного конструктивного исполнения [1] выявили различные законы распределения нагрузки по телам качения буксового подшипника (как по углу охвата нагруженных тел качения, так и по своему характеру).

В данной работе сделана попытка оценить влияние данного фактора на надежность подшипника по одному из вероятных видов отказа – усталостному выкрашиванию. При этом условия эксплуатации (статическая нагрузка на ось, распределение скоростей движения вагона и др.) для рассматриваемых вариантов букс условно принимались одинаковыми.

Реальный процесс нерегулярной нагруженности элементов подшипника (колец и тел качения) в местах их контактирования рассматривался как поток единичных воздействий в виде отнулевых циклов контактных напряжений различной интенсивности, зависящих от внешних сил, действующих на буксу в процессе движения вагона, кинематики подшипника, а также исследуемого в данной работе фактора – характера распределения нагрузки по телам качения.

Для оценки нагруженности элементов подшипника моделировали во времени нагрузку на буксу. Затем, используя распределение нагрузки по телам качения и кинематику подшипника [2], получали реализации потоков контактных воздействий на тела качения и кольца и соответствующих максимальных контактных напряжений для частных по скорости движения

вагона режимов эксплуатации. Для сравнительного анализа статическая нагрузка на буксу считалась постоянной, а распределение скоростей движения принималось по нормам расчета вагонов на прочность для пассажирских вагонов с конструктивной скоростью 160 км/ч. Оценку контактных напряжений производили без учета возможной концентрации нагрузки в пределах контакта.

По результатам статистической обработки реализаций потока контактных напряжений строили частные ступенчатые блоки нагружения, на основе которых с учетом относительных долей времени движения вагона с различными скоростями получали смешанные блоки нагружения для колес и тел качения (роликов), а также оценивали число циклов нагружения за 1 км пробега v_6 . Для примера на рис.1 приведены смешанные блоки нагружения роликов, где по вертикали отложены осредненные на множестве

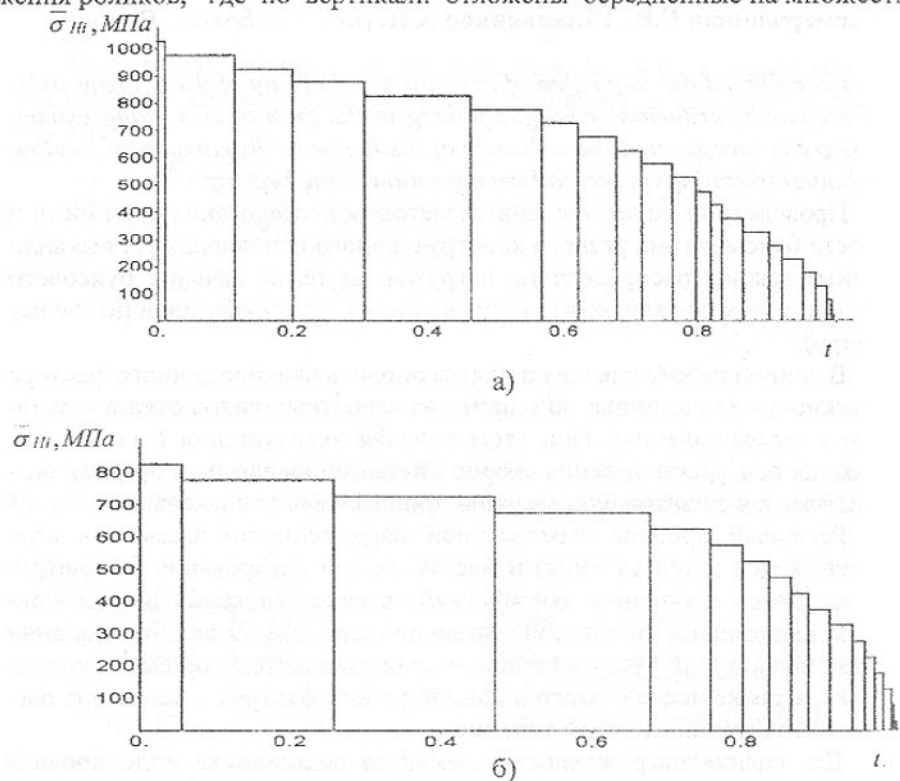


Рис.1. Смешанный блок нагружения ролика подшипника: а – букса пассажирского вагона; б – букса грузового вагона

букс максимальные в цикле контактные напряжения $\overline{\sigma_{Hi}}$, а по горизонтали – относительные числа повторений t_i контактных напряжений i -й ступени блока.

Расчет надежности подшипника по критерию усталостного выкрашивания выполняли в форме вычислительного эксперимента [3]. Для оценки наработки до отказа L использовали линейную модель накопления повреждений Пальмгрена-Майнера. Сопротивление выкрашиванию колес и тел качения описывали кривой контактной усталости в виде

$$N_H = \left(\frac{\sigma_{OH}}{\sigma_H} \right)^{m_H} N_{GH} \quad \text{при } \sigma_H \geq \sigma_{OH};$$

$$N = \infty \quad \text{при } \sigma_H < \sigma_{OH}, \quad (1)$$

где N_H – число циклов нагружения до выкрашивания при максимальном контактном напряжении σ_H ; σ_{OH} – предел контактной выносливости; N_{GH} , m_H – соответственно абсцисса точки перелома и показатель наклона кривой контактной усталости в двойных логарифмических координатах.

Предел контактной выносливости σ_{OH} рассматривался как нормально распределенная случайная величина со средним значением $\overline{\sigma_{OH}} = 1445 \text{ МПа}$ (определяли через твердость материала и принимали одинаковым для колес и роликов) и коэффициентом вариации $V_{\sigma_{OH}} = 0.1$.

Вариацией параметров кривой усталости N_{GH} и m_H пренебрегали и принимали их значения равными $12 \cdot 10^7$ и 6 соответственно.

Контактные напряжения σ_{Hi} ступеней смешанного блока нагружения на множестве букс рассматривали как нормально распределенные случайные величины. При этом полагали, что преобразование блока нагружения от буксы к буксе происходит подобно с сохранением значений относительных параметров блока $\sigma_{Hi}/\sigma_{H \max}$ и t_i ($\sigma_{H \max}$ – максимальное в блоке нагружения контактное напряжение), так что $\sigma_{Hi} = \overline{\sigma_{Hi}} \varepsilon$, где ε – нормально распределенная случайная величина со средним значением $\overline{\varepsilon} = 1$ и коэффициентом вариации $v_\varepsilon = v_{\sigma_{Hi}}$ (по данным [3] принимали $v_\varepsilon = 0.2$).

В каждом j -м вычислительном опыте по правилам метода Монте-Карло сначала моделировали случайное значение ε_j и формировали смешанные блоки нагружения элементов подшипника j -й буксы. Затем для всех роликов и колес моделировали случайные значения предела выносливости σ_{OHqj} (q – условный номер элемента подшипника, $q = \overline{1, k}$, где k – общее число элементов). Далее для каждого q -го элемента вычисляли наработку в км пробега по формуле (2)

$$L_{qj} = \frac{\sigma_{OHqj}^{m_H} N_{GH}}{v_{6q} \sum_{i=1}^r (\sigma_{Hiq} \varepsilon_j)^{m_H} t_{iq}} \quad (2)$$

Суммирование в знаменателе формулы осуществляли по напряжениям $\sigma_{Hi} = \sigma_{Hiq} \varepsilon_j \geq \sigma_{OHqj}$. Если максимальное напряжение в блоке нагружения $\sigma_{H \max qj} = \sigma_{H \max q} \varepsilon_j < \sigma_{OHqj}$, то полагали, что выкрашивание данного q -го элемента не произойдет при сколь угодно большом пробеге вагона.

При оценке надежности подшипника считали, что выкрашивание одного его элемента приводит к отказу подшипника в целом. В качестве наработки до отказа подшипника j -й буксы принимали минимальное из полученных k значений наработок $L_j = \min L_{qj}$. Если выкрашивание не происходит ни в одном элементе, то соответственно не происходит отказа подшипника в целом и наработка до отказа $L_j = \infty$.

Повторяя вычислительные опыты M раз ($M=1000$), получали выборку наработок до отказа, по которой рассчитывали показатель безотказности подшипника - вероятность безотказной работы $P(L)$ для заданной наработки L , по формуле (3).

$$P(L) = 1 - Q \cdot F(L), \quad (3)$$

где $Q = \frac{m}{M}$ - относительная доля отказавших подшипников; m - число вычислительных опытов с конечной наработкой до отказа; $F(L)$ - функция распределения наработки до отказа.

Для описания $F(L)$ использовали закон распределения Вейбулла в виде

$$F(L) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{L}{b} \right)^c \right], \quad (4)$$

параметры которого b и c определяли из решения системы уравнений метода максимального правдоподобия

$$b = \left(\frac{\sum_{j=1}^m L_j^c}{m} \right)^{\frac{1}{c}}, \quad (5)$$

$$c = \left[\frac{\sum_{j=1}^m (L_j^c \ln L_j)}{\sum_{j=1}^m L_j^c} - \frac{\sum_{j=1}^m \ln L_j}{m} \right]^{-1}. \quad (6)$$

В результате вычислений были получены следующие значения:

- для буксы пассажирского вагона $Q=0,182$, $b=2,04 \cdot 10^6$, $c=0,083$,

- для буксы грузового вагона $Q=0,054$, $b=1,46 \cdot 10^8$, $c=0,055$.

На рис.2 приведены графики функции вероятности безотказной работы подшипников для сравниваемых вариантов букс.

Видно, что фактор распределения нагрузки по телам качения оказывает существенное влияние на безотказность подшипника. Так, при наработке $4 \cdot 10^6$ км пробега вероятность безотказной работы для сравниваемых вариантов составила

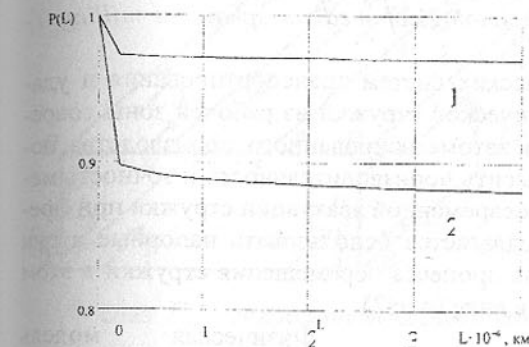


Рис.2. Вероятность безотказной работы подшипников букс в одинаковых условиях эксплуатации: 1 - букса грузового вагона; 2 - букса пассажирского вагона

0,976 и 0,875, вероятность отказа соответственно 0,024 и 0,125. Таким образом, более благоприятное распределение нагрузки по телам качения снизило в данном случае вероятность отказа в 5 раз.

Список литературы: 1. Невмержицкая Г.В., Ольшевский А.А. Исследование прочности и жесткости буксовых узлов численным методом // Динамика и прочность транспортных машин: Сб. научных трудов - Брянск: БГТУ, 2000.- С. 144-151 2. Невмержицкая Г.В. Учет кинематики буксового подшипника при расчете нагруженности точек его деталей // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. науч. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000.-С.32-36. 3. Шлющенко А.П. Нагруженность и расчеты деталей машин и элементов конструкций на прочность и долговечность. - Брянск: БИТМ, 1991.-156 с.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ НАПОРНЫМИ СТРУЯМИ СОТС ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ Т-ОБРАЗНЫХ ПАЗОВ

Нечепачев В. Г., Гнистько А. Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Mathematical and the physical model of a swaft deleting process by pressure head lubricating - refrigerating technological medium sprays at milling T-shape grooves is designed.

Применение гидродинамических систем транспортирования и удаления металлической и неметаллической стружки из рабочей зоны современных металлорежущих систем автоматизированного производства позволяет в значительной мере повысить производительность и точность механической обработки [1]. Для своевременной эвакуации стружки при фрезеровании Т-образных пазов предлагается использовать напорные струи СОТС (рис.1). Физическая модель процесса перемещения стружки в этом случае может быть представлена в виде (рис.2).

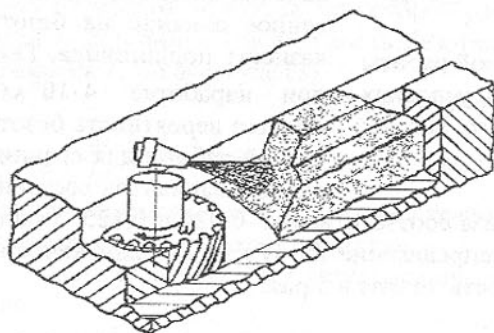


Рис.1. Схема удаление стружки напорной струей СОТС

Физическая модель представляет собой сыпучее тело ABCDEFGH (тело волочения), образованное отделяемой при фрезеровании металлической стружкой, находящейся в замкнутом пространстве Т-образного паза. Тело находится в состоянии квазистационарного равновесия под действием приложенных к нему сил.

На сыпучее тело ABCDEFGH действуют следующие силы (рис.2):

- силы нормального давления $P_6, P_в, P_n$, действующие соответственно на боковые (ACGE и BDHF), верхнюю (CGNK и LMHD) и нижнюю (AEFB) поверхности паза. Указанные силы возникают вследствие увеличения объема отделяемой стружки, находящейся в замкнутом пространстве;

- касательные силы $F_6, F_в, F_n$, действующие соответственно на боковые, верхнюю и нижнюю поверхности паза. Указанные силы обусловлены сопротивлением перемещению сыпучего тела;

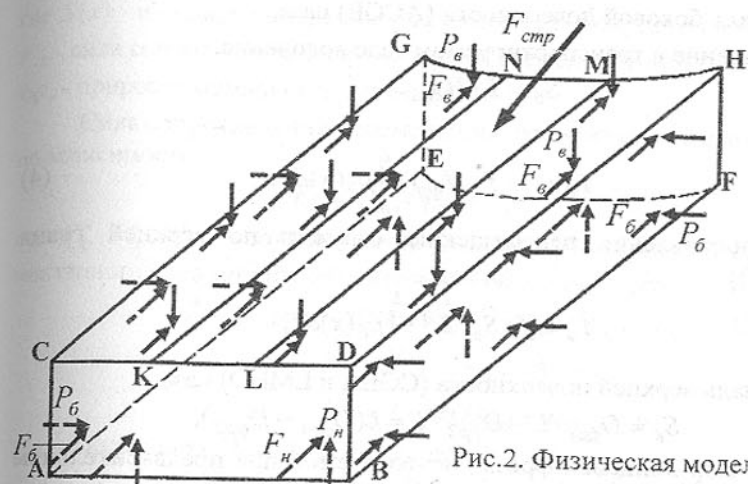


Рис.2. Физическая модель процесса

- сила $F_{сmp}$ гидродинамического воздействия напорной струи СОТС на перемещаемое сыпучее тело.

Используя разработанную физическую модель, составлено исходное уравнение математической модели.

Сумма сил, препятствующих перемещению сыпучего тела ABCDEFGH вдоль паза, может быть представлена в виде

$$\sum F = F_n + F_6 + F_в. \quad (1)$$

Сила сопротивления перемещению стружки по нижней грани определяется по зависимости

$$F_n = f \cdot \rho \cdot g \cdot S_p \cdot L,$$

где f - коэффициент сопротивления перемещению стружки;

ρ - плотность материала стружки;

g - ускорение свободного падения;

S_p - площадь поперечного сечения паза;

L - длина тела волочения.

Площадь поперечного сечения паза

$$S_p = D_{фр1} \cdot H_{фр1}. \quad (2)$$

С учетом (2)

$$F_n = f \cdot \rho \cdot g \cdot D_{фр1} \cdot H_{фр1} \cdot L. \quad (3)$$

Сила сопротивления перемещению стружки по боковым граням

$$F_6 = 2 \cdot f \cdot S_6 \cdot L^{-1} \cdot \int_0^L p_6(x) dx,$$

где S_δ - площадь боковой поверхности (АСГЕ) паза;
 p_δ - боковое давление в транспортируемом теле волочения.

$$S_\delta = L \cdot H_{\phi p1}.$$

Тогда

$$F_\delta = 2 \cdot f \cdot H_{\phi p1} \cdot \int_0^L p_\delta(x) dx. \quad (4)$$

Сила сопротивления перемещению стружки по верхней грани (CGEA и LMHD)

$$F_\theta = f \cdot S_\theta \cdot L^{-1} \cdot \int_0^L p_\theta(x) dx,$$

где S_θ - площадь верхней поверхности (CGEA и LMHD) паза.

$$S_\theta = D_{\phi p1} \cdot L - D_{\phi p2} \cdot L = L(D_{\phi p1} - D_{\phi p2}),$$

где $D_{\phi p2}$ - диаметр концевой фрезы, используемой при предварительном фрезеровании ($D_{\phi p2} = KL$).

Тогда

$$F_\theta = f(D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) \int_0^L p_\theta(x) dx. \quad (5)$$

Боковое давление в транспортируемом теле волочения

$$p_\delta = p_n \cdot n_\delta, \quad (6)$$

где p_n - нормальное давление в транспортируемом теле волочения;
 n_δ - коэффициент бокового давления.

В соответствии с (6)

$$p_n = p_\delta \cdot n_\delta^{-1}. \quad (7)$$

Расчетная схема для определения p_δ представлена на рис.3. На расстоянии x от начала координат выделим элементарный слой толщиной Δx .

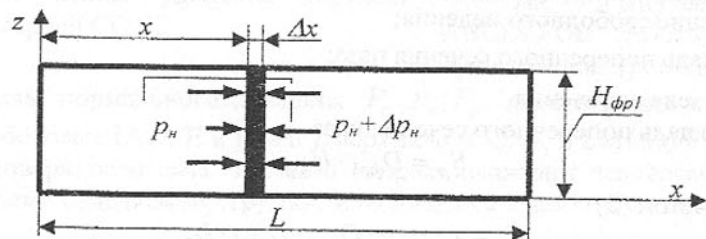


Рис.3. Расчетная схема для определения p_δ

Уравнение равновесия выделенного элементарного слоя имеет вид

$$p_n \cdot S(x) + F_{cl} = (p_n + \Delta p_n) \cdot S(x), \quad (8)$$

где $S(x)$ - площадь поперечного сечения элементарного слоя;
 F_{cl} - сила сопротивления перемещению элементарного слоя;
 Δp_n - прирост нормального давления.

Сила сопротивления перемещению элементарного слоя определяется по зависимости

$$F_{cl} = F_{cl}^n + F_{cl}^\theta + F_{cl}^\delta, \quad (9)$$

где $F_{cl}^n, F_{cl}^\theta, F_{cl}^\delta$ - соответственно сила сопротивления перемещению элементарного слоя по нижней, верхней и боковым поверхностям паза.

$$F_{cl}^n = f \cdot \rho \cdot g \cdot S(x) \cdot \Delta x = f \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1} \cdot \Delta x, \quad (10)$$

$$F_{cl}^\theta = 2 \cdot f \cdot H_{\phi p1} \cdot \Delta x \cdot p_\delta. \quad (11)$$

$$F_{cl}^\delta = f \cdot \Delta x (D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) \cdot p_\delta. \quad (12)$$

Подставляя (10, 11, 12) в (9), получаем

$$F_{cl} = f \cdot g \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1} \cdot \Delta x + 2 \cdot f \cdot H_{\phi p1} \cdot \Delta x \cdot p_\delta + f \cdot \Delta x (D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) p_\delta. \quad (13)$$

Подставляя (7 и 13) в (8), получаем

$$p_n \cdot n_\delta^{-1} \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1} + f \cdot g \cdot \rho \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1} \cdot \Delta x + 2 \cdot f \cdot H_{\phi p1} \cdot \Delta x \cdot p_\delta + f \cdot \Delta x (D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) \cdot p_\delta = p_n \cdot n_\delta^{-1} \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1} + \Delta p_\delta \cdot n_\delta^{-1} \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1}. \quad (14)$$

После некоторых преобразований зависимость (14) принимает вид

$$\Delta x [f \cdot g \cdot \rho \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1} + 2 \cdot f \cdot H_{\phi p1} \cdot p_\delta + f(D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) \cdot p_\delta] = \Delta p_\delta \cdot n_\delta^{-1} \cdot H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1}. \quad (15)$$

Заменяя Δx на dx , Δp на dp и выполнив ряд преобразований, выражение (15) приводится к виду

$$\frac{dx}{dp} \cdot (n_\delta \cdot f \cdot \rho \cdot g + 2 \cdot f \cdot n_\delta \cdot p_\delta \cdot D_{\phi p1}^{-1} + f \cdot n_\delta \cdot p_\delta \cdot H_{\phi p1}^{-1} - f \cdot n_\delta \cdot D_{\phi p2} \cdot p_\delta \cdot H_{\phi p1}^{-1} \cdot D_{\phi p1}^{-1}) = 1. \quad (16)$$

Представляя $m = 2 \cdot f \cdot n_\delta \cdot D_{\phi p1}^{-1}$, $k = f \cdot n_\delta \cdot H_{\phi p1}^{-1}$,

$l = f \cdot D_{\phi p2} \cdot n_\delta \cdot H_{\phi p1}^{-1} \cdot D_{\phi p1}^{-1}$, получаем уравнение

$$dx = dp (n_\delta \cdot f \cdot \rho \cdot g + m p_\delta + k p_\delta - l p_\delta)^{-1}.$$

Решением этого уравнения является выражение

$$p_\delta = n_\delta \cdot f \cdot \rho \cdot g (m + k - l)^{-1} \cdot (e^{(m+k-l)x} - 1). \quad (17)$$

Подставляя (17) в (4) и в (5), соответственно получаем

$$F_6 = 2f \cdot H_{\phi p1} \cdot n_6 \cdot f \cdot \rho \cdot g(m+k-t)^{-1} \cdot \int_0^L (e^{(m+k-t)x} - 1) dx, \quad (18)$$

$$F_8 = f \cdot (D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) \cdot n_6 \cdot f \cdot \rho \cdot g(m+k-t)^{-1} \cdot \int_0^L (e^{(m+k-t)x} - 1) dx.$$

Подставляя результаты интегрирования выражений (18), а также зависимость (3) в (1), получаем

$$\begin{aligned} \sum F = F_n + F_6 + F_8 = f \cdot \rho \cdot g \cdot D_{\phi p1} \cdot H_{\phi p1} \cdot L + 2f^2 \cdot H_{\phi p1} \cdot n_6 \cdot \rho \cdot g \cdot L \\ \times (m+k-t)^{-1} \cdot (e^{(m+k-t)L} - 1) + f^2 (D_{\phi p1} - D_{\phi p2}) \cdot n_6 \cdot \rho \cdot g \cdot L \times \\ \times (m+k-t)^{-1} \cdot (e^{(m+k-t)L} - 1) = f \cdot \rho \cdot g \cdot D_{\phi p1} \cdot H_{\phi p1} \cdot L + 2f^2 \cdot L \cdot n_6 \times \\ \times \rho \cdot g \cdot (m+k-t)^{-1} \cdot (e^{(m+k-t)L} - 1) \cdot [H_{\phi p1} + 0,5(D_{\phi p1} - D_{\phi p2})]. \end{aligned}$$

После преобразований предыдущего выражения, а также с учетом угла наклона α оси напорной струи, зависимость для определения $\sum F$ приобретает вид

$$\begin{aligned} \sum F = \frac{f \cdot \rho \cdot g \cdot L}{\cos \alpha} [D_{\phi p1} \cdot H_{\phi p1} + 2 \cdot f \cdot n_6 \times \\ \times (\frac{2 \cdot f \cdot n_6 \cdot H_{\phi p1} + f \cdot n_6 \cdot D_{\phi p1} - f \cdot n_6 \cdot D_{\phi p2}}{H_{\phi p1} \cdot D_{\phi p1}})^{-1}] \times \\ \times (e^{(2f \cdot n_6 \cdot L \cdot D_{\phi p1}^{-1} + f \cdot n_6 \cdot L \cdot H_{\phi p1}^{-1} - f \cdot n_6 \cdot D_{\phi p2} \cdot L \cdot H_{\phi p1}^{-1} \cdot D_{\phi p1}^{-1})} - 1) \times \\ \times [H_{\phi p1} + 0,5(D_{\phi p1} - D_{\phi p2})]. \end{aligned}$$

Выводы.

1. Предложен способ удаления стружки при фрезеровании Т-образных пазов на основе использования гидродинамического потенциала напорных струй СОТС.
2. Составлена физическая модель процесса удаления стружки.
3. Разработана математическая модель, ориентированная на определение и оптимизацию конструктивных и режимных параметров установок, генерирующих напорные струи СОТС для удаления стружки.

Список литературы: 1. Власов А.Ф. Удаление пыли и стружки от режущих инструментов. -3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1982.-240 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ В ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ И СОЗДАНИЕ МЕТОДОВ ЕГО СНИЖЕНИЯ

Никончук А.Н., Никончук И.Н., Безмен О.В.
(БНТУ, г. Минск, Белоруссия)

The basic results of mathematical modeling and empirical researches of an acoustic situation in toothed belt transmission are resulted, on the basis of which the concept of reception of optimum geometrical parameters of alternative version of toothed belts – arch and double-helical, ensuring essential reduction of noise is produced in comparison with standard by designs.

Современный уровень развития ременных передач, в том числе наиболее перспективного вида – зубчатоременных, свидетельствует о практическом решении основных проблем их надежности и долговечности. Поэтому при наличии общих тенденций к улучшению качественных показателей среды обитания, к механическим передачам вообще и зубчатоременным в частности, стали предъявляться повышенные требования экологической чистоты. Практически это выражается в необходимости синтеза зубчатоременных передач с пониженным уровнем виброактивности и шумоизлучения.

Пассивные методы борьбы с акустической эмиссией, заключающиеся в оснащении зубчатоременных передач изолирующими кожухами, нередко достаточно эффективны, но не позволяют устранить первопричину этого явления. Активные методы до настоящего времени применялись только по отношению к стандартизированным и повсеместно используемым прямозубым передачам (рис.1,а). В результате появились многочисленные разновидности передач с профилем зубьев, отличным от трапециевидного – полукруглым, эвольвентным и т.п. Максимально зафиксированное снижение шума с помощью таких мер по улучшению геометрии не превышает 8дБ для передач с шагом зубьев $t_p = 8...12,7$ мм.[1].

Анализ акустической ситуации в реальных прямозубых зубчатоременных передачах, проведенный с помощью векторной измерительной аппаратуры, свидетельствует о генерировании шума в зоне входа в зацепление зубьев ремня и шкива. Его уровень может достигать 105 дБ при скорости движения ремня более 18 м/с. Прочие шумовые факторы, частотный спектр которых отличен от зубцовой частоты, незначительны. Таким образом, для снижения уровня звукового давления в зацеплении представляется целесообразным распределить во времени акт входа во взаимодействие пары зубьев. Общее решение задачи синтеза зубчатоременных передач с протяженной фазой входа в зацепление выполнялось на базе их моделирования. Согласно современным представлениям, возникновение

шума является следствием динамических явлений в зацеплениях, которые рассматриваются как результат ударного контактирования одной пары зубьев сопряженных деталей [2]. В зубчатых передачах, особенностью которых является наличие коэффициента перекрытия, мало отличающегося от 1, влияние взаимодействия предыдущих пар не учитывается. Определение ударных нагрузок в зацеплении ремня со шкивом производили с учетом факторов многопарности и неравномерного нагружения отдельных пар, обусловленного деформируемостью элементов ремня под нагрузкой. Жесткость зубьев ремня на различных фазах их пересопрежения определяли на базе исследований их напряженно-деформируемого состояния с помощью методов конечноэлементной дискретизации. В математической модели зубчатые шкивы представлялись абсолютно жесткими телами, а ремень рассматривался как совокупность нелинейно-деформируемых объектов с конечным числом степеней свободы и элементами линейного трения в зонах взаимодействия со шкивами. Параметры системы, описываемые матрицами диссипативных и вязкоупругих коэффициентов, определялись отдельно для зубьев и каркаса ремня экспериментальным способом с помощью вынужденного гармонического силового возбуждения [3]. Звуковая мощность такой модели определялась уравнениями Навье – Стокса, а исследования динамической нагруженности передачи сводились к отысканию возможных характеристик системы по заданным вероятностным характеристикам внешнего воздействия.

Решение уравнений модели в околоконтактной зоне позволило сформулировать основные требования к пространственной модификации зубьев

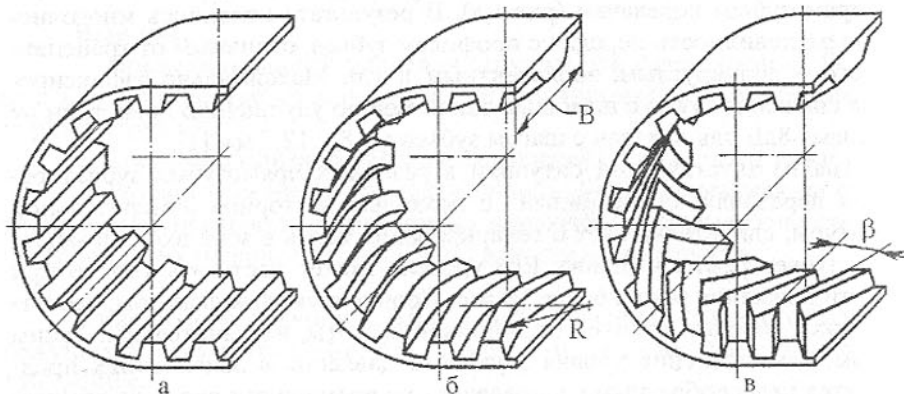


Рис. 1. Зубчатые ремни с прямыми (а), дугowymi (б) и шевронными (в) зубьями

зубьев передачи. В основном эти требования сводятся к необходимости

наличия не прямых зубьев. В результате был разработан и запатентован ряд конструкций, которые в зависимости от технологии зубонарезания шкивов и формообразующих элементов оснастки могут быть оснащены дугowymi (рис.1,б) или шевронными (рис.1,в) зубьями. В таких передачах первоначальный контакт зубьев происходит не по всей длине, а на локализованных площадках, увеличивающихся по мере входа в зацепление. Исследования показывают, что существует область рациональных значений конструктивных параметров – отношения радиуса дуги зуба R к ширине ремня B , а также угла наклона зубьев β . При $R = (0,8 \dots 1,5)B$ и $\beta = 18^\circ \dots 32^\circ$ прогнозируемое снижение звуковой мощности L_a по сравнению с прямозубой передачей составляет 15...25 дБ. Механизм существования этой области связан с особенностями деформации зубьев ремня. При возрастании β уменьшаются размеры начальных площадок контакта, увеличивается тангенциальная деформация входящих в зацепление зубьев, и, соответственно, возрастает их интерференция с соответствующей интенсификацией ударных эффектов. Аналогичные явления имеют место при нерациональном уменьшении R .

Применимость разработанных моделей обосновывалась эмпирическими данными, полученными с помощью стендовых акустических исследова-

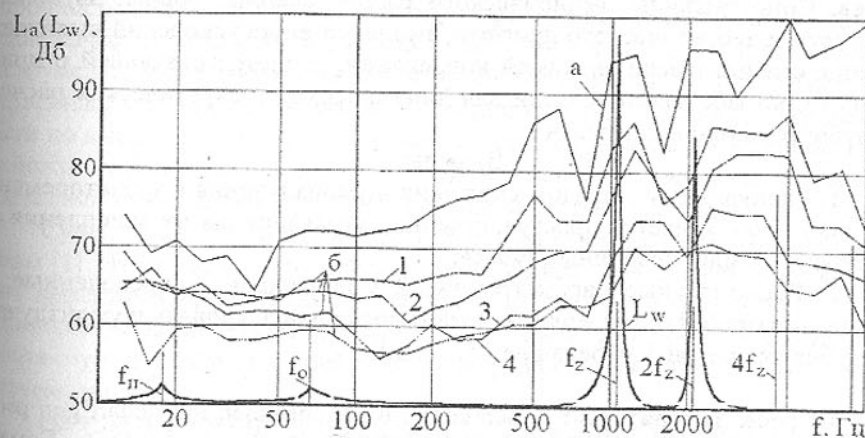


Рис. 2. Третьооктавные спектры звуковой мощности и виброускорений прямозубой (а) и шевронных (б) передач с $\beta = 8^\circ; 16^\circ; 24^\circ$ и $33,5^\circ$ (1 – 4).

ований зубчатременных передач, размещаемых вместе с микрофонами в звукопроницаемой камере. Объектом исследований являлась передача зубчатым ремнем типоразмера 225L150 с числом зубьев $z_p = 60$, шагом зубьев $t_p = 9,525$ мм., шириной $B = 38,1$ мм., а также ее шевронные аналоги с нормальным шагом зубьев $t_{pn} = 9,525$ мм и $\beta = 8^\circ; 16^\circ; 24^\circ$ и $33,5^\circ$. Уровни

окружного усилия и предварительного натяжения ремня оставались постоянными и равными 12 Н/мм и 12,5 Н/мм соответственно. На стенде устанавливались шкивы с числом зубьев $z_1 = z_2 = 16$, частота вращения n которых варьировалась в пределах 500...4000 мин⁻¹.

На рис.2 в качестве примера представлены спектры звуковой мощности L_a и виброускорений L_w исследуемых передач при $n = 4000$ мин⁻¹.

Их анализ свидетельствует о том, что до частоты ~200 Гц изменение конструкции передачи (формы зубьев) практически не влияет на частотный состав спектров и амплитуды составляющих. С увеличением частоты f амплитуда заметно снижается у передач с увеличенным наклоном зубьев. В силу вышеуказанных причин, связанных с повышенной деформируемостью зубьев ремней с увеличенным β , амплитуды L_a для передач с $\beta = 24^\circ$ и $33,5^\circ$ в области $f > 100$ Гц практически одинаковы. Экстремальные значения L_a и L_w совпадают с зубцовой частотой $f = z_1 n_1 / 60 = 1060$ Гц и кратных ей $2f, 4f$, причем эти значения явно выражены только для прямозубой передачи, а с увеличением β постепенно сглаживаются. Подобные экстремумы отсутствуют для значений оборотной $f_o = n_1 / 60$ и пробеговой $f_n = f_o z_1 / z_p$ частот, что подтверждает гипотезу незначительного влияния на акустическую эмиссию других факторов, не связанных с пересопряжением зубьев. Сопоставление эмпирического распределения уровней звуковой мощности и теоретического прогноза амплитуд виброускорений выявляет наличие статистически значимой корреляции, свидетельствующей о пригодности разработанной модели для динамических и акустических расчетов зубчаторемennых передач.

Выводы.

1. Радикальным методом снижения шумоизлучения в зубчаторемennых передачах является пространственная модификация их зацепления в виде дуговых или шевронных зубьев.
2. Рациональные параметры такой модификации, определенные с помощью разработанной модели, позволяют снизить уровень шумоизлучения зубчаторемennых передач на 15...25 дБ.

Список литературы: 1. Schumann R. Zahnriemen mit neuartigen profil. – "Antriebstechnik", 1986, 25, №1, s. 30-32. 2. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Минск: Навука і тэхніка, 1992. – 238с. 3. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ремennые передачи. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 383с.

Статья поступила в редакцию 13.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ ДЕФЕКТНОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ЗЕРЕН АЛМАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЧЕСТВА АЛМАЗНЫХ ШЛИФПОРОШКОВ

Новиков Н.В., Богатырева Г.П., Невструев Г.Ф., Ильницкая Г.Д.
(Институт сверхтвердых материалов АН Украины, г. Киев, Украина)

The advancement in machining of engineering materials can be achieved by using tools of uniform diamond grits produced by separation of diamond grades according to the degree of surface imperfection.

Алмазно-абразивный инструмент нашел широкое применение в различных областях машиностроения и обеспечивает прогрессивные методы обработки металлических и неметаллических материалов. В условиях глобализации мировой экономики дальнейшее развитие перспективных направлений алмазно-абразивной обработки в машиностроении может быть обеспечено повышением качества и однородности алмазных порошков, применяемых в инструменте. При этом необходимо максимально учитывать технологические параметры изготовления инструмента и условия его эксплуатации.

Основные требования к качеству алмазных шлифпорошков сводятся к прочности, термостойкости, электросопротивлению. Дальнейшее повышение качества алмазных порошков и, как следствие, повышение качества инструмента, может обеспечиваться путем расширения используемых качественных характеристик алмазного порошка и повышения его однородности по выбранным характеристикам. Достижение указанных требований возможно только в результате использования высокоселективных способов разделения зерен алмаза с разным уровнем качественных характеристик.

Существующие способы сортировки алмазов недостаточно эффективны [1]. Известно [2], что синтетические алмазы содержат большой процент дефектных кристаллов с мозаичным и блочным строением и выраженной скелетностью поверхности. Микрорельеф поверхности кристаллов алмаза отражает завершающий этап их формирования и тесно связан с качеством кристаллов.

На этой основе был создан новый способ разделения зерен алмаза по уровню дефектности поверхности отдельных граней [3]. В основе способа предложена трехзвенная схема повышения контрастности приобретенных магнитных свойств. Магнитные свойства зерен алмаза образуются за счет прочного адгезионного закрепления отдельных микрочастиц железа на поверхности алмазов пропорционально уровню дефектности поверхности кристаллов. Микрочастицы железа выступают в роли носителя при разделении зерен алмаза в магнитном поле с изменяемой напряженностью. Получаемые в процессе магнитной сортировки алмазные порошки различа-

ются по уровню дефектности поверхности и ряду других свойств. Способ назван адгезионно-магнитной сортировкой (АМС).

В процессе исследований алмазы зернистостью 500/400 способом АМС были разделены на шесть алмазных порошков разной прочности.

Методом растровой электронной микроскопии (РЭМ) выполнены исследования поверхности граней отдельных кристаллов, выбранных из марок АС160 (гладкие) и АС32 (шероховатые), которые следует рассматривать как крайние проявления дефектности кристаллов алмазов.

Исследованиями поверхности граней шероховатого и гладкого кристаллов алмаза методом установлено [4], что дефектные участки занимают до 35 % общей поверхности шероховатого кристалла и до 2 % поверхности гладкого кристалла. Наличие дефектов поверхности обеспечивает возможность для адгезионного закрепления на них тонкодисперсных ферромагнитных частиц и создания у алмазов новых магнитных свойств пропорционально уровню дефектности поверхности.

Анализ результатов выполненных исследований позволяет сделать вывод, что в реальности существует непрерывный ряд состояния поверхности кристаллов алмаза от гладкой к сильно шероховатой. Можно наблюдать, что на поверхности одного кристалла участки гладкой поверхности соседствуют с шероховатыми участками.

Для порошков разных марок произведена оценка дефектности поверхности кристаллов различными методами. Полученные значения удельной поверхности ($S_{уд}$), коэффициента поверхностной активности (K_a) и интенсивность сигнала осциллограммы РЭМ ($\Delta I/I$) приведены в таблице 1.

Таблица 1. Оценка дефектности поверхности алмазных зерен

Характеристики	Образцы алмазных шлифпорошков зернистости 500/400					
Марка	АС160	АС125	АС100	АС80	АС50	АС32
$P, Н$	297,0	268,0	200,3	163,0	99,1	55,8
$S_{уд} \cdot 10^{-2}, м^2/г$	3,5	8,2	14,0	16,0	18,0	27,0
$K_a, \%$	0,05	0,12	0,27	0,61	0,88	1,23
$\Delta I/I, \%$	5,4	11,1	30,4	38,9	77,0	80,9

Наблюдается согласованность значений дефектности поверхности, полученных разными методами. При переходе от порошка марки АС32 к порошку марки АС160 величина дефектности поверхности снижается по показателю $S_{уд}$ - в 7,7 раза, по K_a - в 24,6 раза, по $\Delta I/I$ - в 15 раз. Полученные результаты показывают возможность прочности зерен алмаза от

дефектности их поверхности. Установлено, что величину дефектности поверхности зерен алмаза в порошке наиболее достоверно оценивать характеристикой K_a .

Промышленная проверка разработанной адгезионно-магнитной сортировки (АМС) проведена на алмазных шлифпорошках всех зернистостей от 630/500 до 50/40. Алмазы каждой зернистости разделяли на 5-7 порошков. Сводные результаты представлены на рисунке в виде трех кривых: исходная прочность порошков данной зернистости (1), максимальная прочность полученных порошков (2), минимальная прочность порошков (3). Показано, что процесс адгезионно-магнитной сортировки обеспечивает разделение зерен алмазных порошков по прочности для всего диапазона зернистостей шлифпорошков. Наглядной иллюстрацией разделения зерен алмаза по дефектности поверхности являются приведенные там же фотографии алмазных порошков зернистостью 400/315: АС125 и АС20 - порошки с P_{max} и P_{min} ; АС32 - исходный порошок.

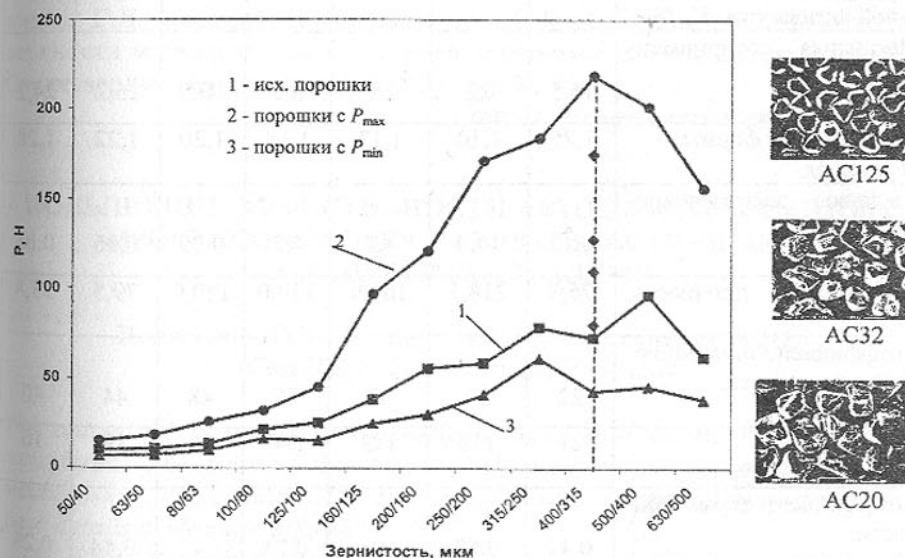


Рис.1. Результаты сортировки алмазных шлифпорошков разных зернистостей

Изучены свойства алмазных порошков, полученных адгезионно-магнитной сортировкой. На примере шести шлифпорошков зернистостью 400/315, показано, что они различаются по ряду свойств (таблица 2). Величина K_a изменяется от 0,13 до 3,04 %, статическая прочность - от 218,5 Н до 33,8 Н и соответственно марка порошка от АС125 до АС20. Коэффици-

ент однородности по прочности во всех порошках увеличился в 2,0 – 2,2 раза по сравнению с исходным порошком (22%). Кроме того коэффициент формы зерен порошков изменяется от 1,10 до 1,28; удельное электросопротивление – от $18 \cdot 10^{10}$ до $0,05 \cdot 10^{10}$ Ом·м. Установлено различие в магнитной восприимчивости алмазных порошков от $0,8 \cdot 10^{-8}$ м³/кг до $24,2 \cdot 10^{-8}$ м³/кг, обусловленной внутрикристаллическими включениями, что сопровождается изменением коэффициента термостойкости от 0,88 до 0,28 усл.ед.

Таблица 2. Результаты сортировки алмазов зернистости 400/315

Наименование характеристики	№ продуктов сортировки						
	исход.	1	2	3	4	5	6
Выход, γ, %	100,0	1,1	1,7	10,8	26,0	31,1	29,3
Коэффициент поверхностной активности, K_a , %	1,47	0,13	0,19	0,24	0,62	1,23	3,04
Магнитная восприимчивость, $\chi \cdot 10^{-8}$, м ³ /кг	15,5	0,8	2,7	8,0	10,5	15,2	24,2
Коэффициент формы, K_f , усл.ед.	1,25	1,10	1,12	1,18	1,20	1,22	1,28
Удельное электросопротивление $\rho \cdot 10^{10}$, Ом·м	0,12	18,0	4,2	4,7	0,89	0,06	0,05
Статическая прочность, Р _Н	76,8	218,5	161,0	130,0	110,0	79,5	33,8
Коэффициент однородности по прочности, $K_{одн.пр.}$, %	22	39	41	45	48	44	40
Динамическая Прочность, F_i , усл.ед.	21	118	113	54	34	19	16
Коэффициент термостойкости, $K_{ст.т.}$, усл.ед.	0,42	0,88	-	0,75	-	0,48	0,28
Марка (ДСТУ 3292)	АС32	АС125	АС100	АС80	АС65	АС50	АС20

Следовательно, разделение зерен алмаза по дефектности поверхности автоматически сопровождается разделением по ряду других, не менее ценных качественных характеристик с одновременным повышением в 2-4 раза однородности порошков.

Алмазный инструмент, оснащенный порошками с повышенной однородностью, работает более эффективно. Так, например, испытания правя-

щих карандашей показали, что удельный расход алмазов марок от АС100 до АС32, полученных методом АМС, в 2-4 раза ниже по сравнению с исходным порошком марки АС50.

Таким образом, технология изготовления алмазных порошков по методу АМС, существенно расширяет возможности оптимального выбора алмазного порошка, максимально соответствующего условиям изготовления и эффективной эксплуатации алмазного инструмента различного назначения.

Список литературы: 1. Никитин Ю.И., Уман С.М., Коберниченко Л.В., Мартынова Л.М. Порошки и пасты из синтетических алмазов. - Киев: Наук.думка, 1992.- 284 с. 2. Чепуров А.И., Федоров И.И., Сонин В.М. Экспериментальное моделирование процессов алмазообразования. - Новосибирск: Изд-во СО РАН, НИЦ ОИГТМ, 1997. - 196 с. 3. Невструев Г.Ф., Ильницкая Г.Д. Адгезионно-магнитная сепарация алмазных шлифпорошков // Сверхтвердые материалы.-1988.- № 1.- С. 43-46. 4. Ткач В.Н., Ильницкая Г.Д., Невструев Г.Ф., Кузьменко Е.Ф. Исследование дефектов поверхности монокристаллов алмаза растрово-электронной микроскопией // Сверхтвердые материалы.-2000.- № 6.- С. 26-35.

Статья поступила в редакцию 06.06.2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ УЗЛОВ С ЭЛАСТИЧНЫМИ КОЛЬЦЕВЫМИ ДЕТАЛЯМИ

Новоселов Ю.К., Медведева В.В., Тараховский А.Ю.
(СевНТУ, г. Севастополь, Украина)

The automatized processes of assembly of sites with elastic ring parts are considered. The priority directions of development of assembly executive mechanisms are indicated. The solutions for outside and internal grooves of base details of sites are offered.

Узлы с эластичными кольцевыми деталями (ЭКД) — кольцами, манжетами, прокладками, оболочками и т.д. — находят широкое применение в конструкциях отраслей современной промышленности. Поэтому важное значение имеет совершенствование процессов сборки таких узлов. Наибольшего внимания заслуживают автоматизированные процессы как наиболее распространенные на сегодняшний день [2].

Для выявления приоритетных направлений развития исполнительных сборочных механизмов (ИСМ) был выполнен краткосрочный прогноз.



Рис. 1. S-кривая развития исполнительных механизмов сборки узлов с эластичными деталями

Анализ патентной информации показал, что исполнительные механизмы сборки узлов с ЭКД находятся на этапе интенсивного развития в соответствии с законами развития технических систем. Было определено, что перспективным направлением развития ИСМ является расширение технологических возможностей устройств.

Это направление определяется преобладанием и тенденцией увеличения количества мелкосерийных, многономенклатурных предприятий в отечествен-

ной промышленности.

В данной статье в качестве ЭКД рассматриваются резиновые кольца круглого сечения как наиболее технологичные и широко применяемые. Для случая установки кольца в наружную канавку разработана серия устройств, которые имеют ряд особенностей (два из них представлены на рисунке 2):

- функцию деформирования кольца выполняет не элемент исполнительного механизма, а сама базовая деталь, что "разгружает" ИСМ;
- устройства могут применяться для различных уровней механизации и автоматизации;
- устройства легко перенастраиваются на другие типоразмеры собираемых деталей, реализуя тем самым поставленную цель — расширение технологических возможностей;
- устройства предусматривают различные варианты перемещения базовой детали в процессе сборочной операции;
- устройства являются новыми техническими решениями (заявки на изобретения находятся на рассмотрении в Украинском Институте промышленной собственности).

Использование базовой детали для выполнения функций ИСМ возможно и в случае внутренних канавок, и в этом направлении авторами ведутся исследования.

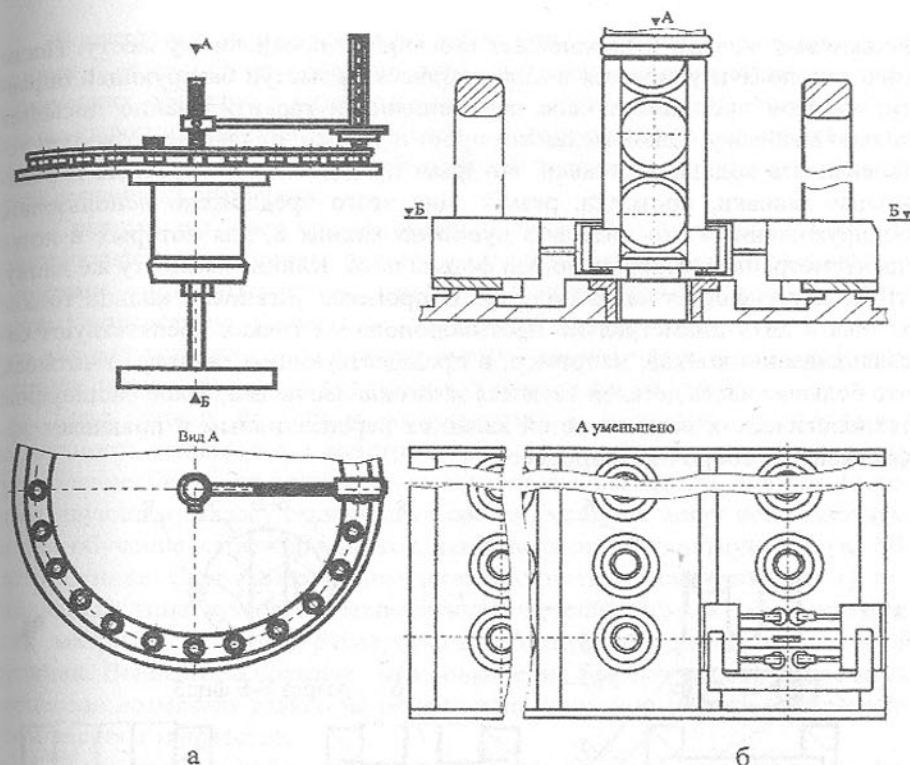


Рис. 2. Исполнительные сборочные механизмы: а — с круговой траекторией перемещения; б — с прямолинейной траекторией перемещения

Пример расширения технологических возможностей ИСМ при установке колец во внутренние канавки деталей показан на рисунке 3.

Рассматриваемый ИСМ сборочного автомата обладает широкими технологическими возможностями в двух аспектах:

- во-первых, он позволяет устанавливать кольца в канавки, которым предшествуют другие — радиальные или торцевые — канавки или резьба;
- во-вторых, ИСМ может быть использован в качестве оснастки стола сборщика; в качестве механизированного инструмента; в составе РТК, будучи закреплён в схвате промышленного робота; в составе полуавтомата или, как в данном случае, автомата.

В качестве прототипа выбран автомат по патенту РФ №2043899. Кольцо 1 располагается в лотке 5 в деформированном состоянии. Базовая деталь 2 установлена на базирующей оправке 3, которая имеет цилиндрический выступ 4. При опускании траверсы автомата (не показана) ползун 7

захватывает кольцо и перемещает его вниз, к посадочному месту. После того, как ползун упирается в цилиндрический выступ базирующей оправки, пуансон продолжает свое перемещение и гарантированно досылает кольцо в канавку. Такой механизм прост и удобен, однако не позволяет устанавливать кольца в канавки, которым предшествуют торцевые и радиальные канавки, проточки, резьба. Для этого предложено использовать подпружиненные относительно пуансона клинья 8, для которых в лотке предусмотрены соответствующей формы пазы. Клинья имеют ту же длину, что и выступающая часть ползуна. В процессе установки кольца тонкие клинья в двух диаметрально противоположных точках препятствуют соскальзыванию кольца, например, в предшествующую канавку. Учитывая, что большая часть деталей является многоканавочными, такое расширение технологических возможностей является перспективным и повышает эффективность сборочного процесса.

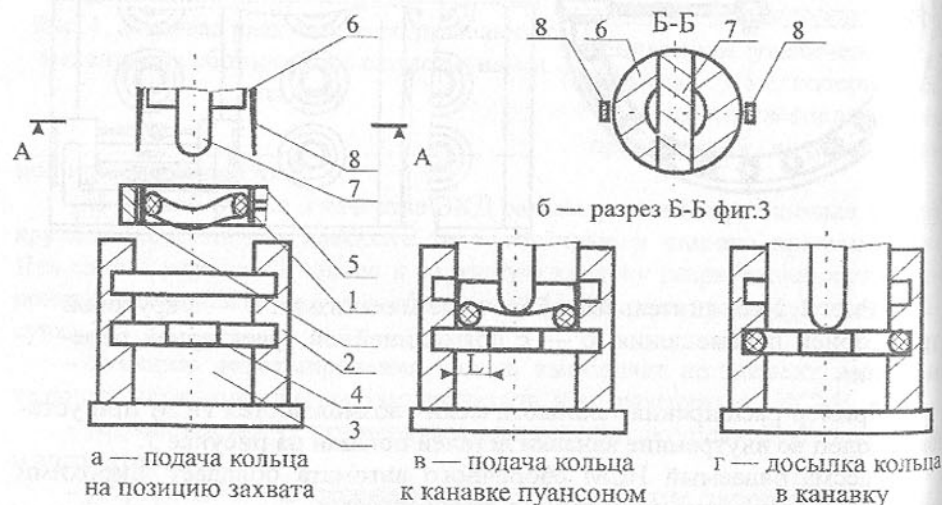


Рис. 3. Совершенствование сборочного автомата с целью расширения его технологических возможностей

Важно отметить, что в задачах проектирования новых сборочных устройств на уровне изобретений, как в данном случае, целесообразно использовать системы поискового конструирования [1]. Результатами функционирования таких систем могут быть новые технические решения, прогнозируемые перспективные направления развития различных классов технических систем, а также эвристические правила и закономерности строения технических объектов.

В настоящее время ведется разработка такой системы, основанной на знаниях. Система будет ориентирована на решение задач систематизации технических объектов в виде базы знаний матричного типа по функционально-структурному принципу, синтеза новых оптимальных решений на морфологической матрице, принятия оптимальных решений в сложных и противоречивых ситуациях.

Система включает три автономных блока: банк данных по новым конструкторским решениям, защищенных авторскими свидетельствами и патентами, систематизированными по функционально-структурным признакам; подсистему, основанную на знаниях экспертов, и предназначенную для морфологического синтеза новых конструктивных решений; экспертную систему принятия оптимальных проектных решений.

Банк данных по новым конструктивным решениям активизирует деятельность технологов и конструкторов, занимающихся созданием конкурентоспособной продукции. Банк позволяет накапливать знания по соответствующему классу технических систем, которые могут использоваться для обучения проектировщиков, осваивающих конкретную новую область техники. Система морфологического синтеза обеспечивает поиск оптимальных конструкторско-технологических решений на морфологических матрицах большой размерности по многокритериальной целевой функции. Выше было показано, что повышение эффективности сборочных процессов возможно только на основе использования методов и приемов технического творчества.

С математической точки зрения процесс функционирования технической системы можно представить как движение изображающей точки в некотором пространстве, множество точек которого необходимо наделить определенной структурой, которая изоморфна свойствам технической системы [2]. В этом случае необходимо сконструировать пространство, обладающее заданными свойствами. В организации целенаправленного функционирования технической системы существует множество ограничений движения изображающей точки.

Во-первых, ограничения, накладываемые на движение изображающей точки феноменологическими законами.

Во-вторых, ограничения, накладываемые геометрическими связями.

В-третьих, ограничения, накладываемые связями, организующими движение на заданной морфологической структуре технической системы.

В-четвертых, ограничения, накладываемые корректирующими связями (регуляторы, отслеживающие выполнение вышеуказанных ограничений).

В-пятых, ограничения, накладываемые оценкой качества траекторий изображающей точки, системой вышестоящего уровня, задавшей целевое состояние или некоторую функцию данной технической системы.

Перечисленные ограничения-связи задают структуру пространства, представляющего модель будущей технической системы.

Проводимые исследования способствуют повышению эффективности автоматизированных сборочных процессов и способствуют развитию сборочного производства.

Список литературы: 1. Андрейчиков А.А. Формирование новых знаний в системах поискового конструирования: В сб. Теория и методы технического творчества. — Ижевск, 1990. — С.44. 2. Кутергин В.А. Об одной модели процесса поискового конструирования: В сб. Теория и методы технического творчества. — Ижевск, 1990. — С.55.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА С УПРАВЛЯЕМЫМИ ВИБРОЗАЩИТНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

Огурцов А.П., Орлов А.Н., Мамаев Л.М., Кабаков А.М.

(ДГТУ, г. Днепропетровск, Украина,
СПГТУ, г. Санкт-Петербург, Россия)

The work considers numerical methods of research of controlled dissipative systems. The opportunity for energy oscillation dissipation control is vividly shown.

Одним из основных решений виброзащиты металлоконструкций крана при вертикальных колебаниях груза является применение встроенных в систему подвеса груза или кинематически связанных с ней гидравлических виброзащитных устройств (ВУ). Они служат и для виброизоляции элементов крана при работе его механизма подъема.

Количественно эффективность виброзащиты характеризуется следующими безразмерными коэффициентами эффективности

$$K_{\psi m} = \frac{\psi_{\text{от}}}{\psi_m}; \quad K_{I_m} = \frac{t_{\text{зм}}}{t_{\text{зот}}}; \quad F_F = \frac{K_{\delta}}{K_{\delta_0}}. \quad (1)$$

Коэффициент $K_{\psi m}$ равен отношению обобщенных коэффициентов по каждой из m -х собственных форм колебаний системы с ВУ $\psi_{m\sigma}$ и без

него ψ_m ; коэффициент K_{I_m} - отношению времени затухания колебаний по каждой из трех собственных форм до определенной амплитуды системы без ВУ $t_{\text{зм}}$ и с ним $t_{\text{зот}}$, коэффициент F_F , равный отношению динамических коэффициентов нагрузки при подъеме груза, характеризует эффективность силовой виброизоляции.

Приведенный коэффициент сопротивления $\bar{\epsilon}_\sigma$ ВУ определится из уравнения работ в виде:

$$\bar{\epsilon}_\sigma = \frac{C_k^2 \epsilon_\sigma n}{(C_k + C_q)^2} \quad (2)$$

где C_k - жесткость одной ветви каната подвеса груза; n - количество демпферов в системе подвеса грузов.

Из формулы (2) следует, что коэффициент жесткости пружин демпфера C_q по сравнению с C_k следует брать как можно ниже (в пределах конструктивных ограничений); в противном случае будет оказывать малое влияние на демпфирующую способность системы.

Примем в качестве обобщенных координат абсолютное смещение массы m_m и смещение z_{nd} массы m_Γ относительно от массы m_m (рис. 1). Тогда дифференциальные уравнения, описывающие движение системы будут иметь вид

$$\begin{bmatrix} m_m + m_\Gamma & m_\Gamma \\ m_\Gamma & m_\Gamma \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z}_m \\ \ddot{z}_{n.d} \end{Bmatrix} + [\epsilon] \begin{Bmatrix} \dot{z}_m \\ \dot{z}_{n.d} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_m & 0 \\ 0 & \bar{C}_{nd} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_m \\ z_{nd} \end{Bmatrix} = 0. \quad (3)$$

Обобщенные коэффициенты поглощения, соответствующие первой ψ_{σ_1} и второй ψ_{σ_2} собственным формам колебаний, найдутся

$$\psi_{\sigma_{1,2}} = \frac{\bar{\psi}_{nd} \bar{C}_{nd} + \psi_m C_m \left(\frac{\bar{C}_{nd}}{m_\Gamma \lambda_{\sigma_{1,2}}^2} - 1 \right)^2}{C_{nd} + C_m \left(\frac{\bar{C}_{nd}}{m_\Gamma \lambda_{\sigma_{1,2}}^2} - 1 \right)} + \frac{2\pi \cdot \bar{\epsilon}_\sigma}{\lambda_{\sigma_{1,2}} \left[m_m \left(\frac{\bar{C}_{nd}}{m_\Gamma \lambda_{\sigma_{1,2}}^2} - 1 \right)^2 + m_\Gamma \left(\frac{C_{nd}}{m_\Gamma \lambda_{\sigma_{1,2}}^2} \right)^2 \right]}, \quad (5)$$

где $\lambda_{\sigma_{1,2}}$ - частота собственных колебаний системы с ВУ.

Время затухания $t_{3\epsilon_{1,2}}$ по каждой из собственных форм колебаний от максимальной амплитуды $\eta_{1,2}^{\max}$ до требуемой $[\eta]_{1,2}$ определяются из выражения

$$t_{3\epsilon_{1,2}} = \frac{4\pi}{\psi_{\epsilon_{1,2}} \lambda_{\epsilon_{1,2}}} \ln \frac{\eta_{1,2}^{\max}}{[\eta]_{1,2}}. \quad (6)$$

Для оценки эффективности применения ВУ можно положить, что в обоих случаях (сВУ и без него) $\eta_{1,2}^{\max}$ и $[\eta]_{1,2}$ одинаковы. Тогда коэффициент эффективности $K_{\text{ит}}$ определится из выражения

$$K_{\text{ит}} = \frac{\psi_{\epsilon_{1,2}} \lambda_{\epsilon_{1,2}}}{\psi_{1,2} \lambda_{1,2}} = K_{\psi_{1,2}} \frac{\lambda_{\epsilon_{1,2}}}{\lambda_{1,2}}, \quad (7)$$

где $\psi_{1,2}$; $\lambda_{1,2}$ - обобщенные коэффициенты поглощения и частоты собственных колебаний системы без ВУ.

На рис. 2 представлены результаты расчета $K_{\psi_{1,2}}$ и $K_{\lambda_{1,2}}$ по формуле (7) для мостового крана металлургического производства с параметрами: $C_M = 10,2 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; $m_M = 14,8 \text{ Т}$; $\psi_M = 0,18$; $C_{nd} = 3,18 \cdot 10^3 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; $m_I = (1,5-5,5) \text{ Т}$; $\psi_{nd} = 0,45$. Система подвеса груза включает в себя два полиспаста с кратностью три, в каждой из которых встроен демпфер с $C_d = 110 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$. Расчеты производились для коэффициентов сопротивления одного демпфера $\epsilon_{q1} = 5 \text{ кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$, $\epsilon_{q2} = 10 \text{ кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$, $\epsilon_{q3} = 15 \text{ кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$.

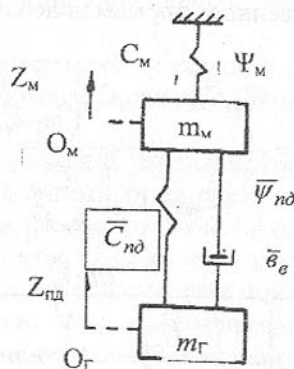


Рис. 1. Динамическая модель крана с виброзащитным устройством: m_M , m_I - приведенная к точке подвеса груза масса металлоконструкции крана и груза; C_M , C_{nd} - коэффициенты жесткости металлоконструкции и

системы подвеса груза; ψ_M , ψ_{nd} - коэффициенты поглощения в металлоконструкции и системе подвеса груза; ϵ_e - приведенный коэффициент сопротивления виброзащитного устройства.

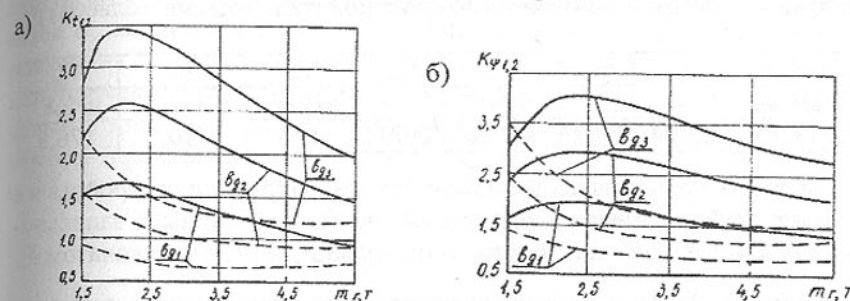


Рис. 2. Результаты расчета коэффициентов эффективности виброзащитного устройства на первой и второй собственных формах при различных коэффициентах сопротивления демпфера

Как следует из семейства графиков на рис. 2, при постоянной величине коэффициента сопротивления демпфера коэффициенты эффективности ВУ при грузе определенной массы имеют экстремум; причем, чем выше ϵ_q тем ярче он выражен. Для первой и второй собственных форм экстремумы получаются при подъеме различных грузов. При изменении параметров системы (положения тележки в пролете, длине подвеса груза) будет меняться и масса груза, при которой ВУ с постоянным значением ϵ_q будет наиболее эффективно. При неправильном выборе параметров демпфера он может оказывать отрицательное воздействие, то есть его коэффициенты эффективности будут меньше единицы.

Все вышесказанное позволяет утверждать необходимость применения демпферов с управляемыми параметрами, которые могли бы меняться автоматически в зависимости от изменения параметров колебательной системы.

Натурные исследования мостового крана грузоподъемностью (2,5+2,5) Т и пролетом 23 м, оборудованного включенным в систему подвеса груза демфирующим устройством были проведены в цехе ТВЦ-2 Никопольского Южнотрубного завода. Кран имел грузоподъемную траверсу и два полиспаста кратностью три. В таблице 1 приведены параметры динамической модели металлической конструкции крана (тележка в середине пролета) с грузом, а также коэффициент жесткости одной ветви каната C_k и параметры одного демпфера C_d и ϵ_q . Логарифмические декременты в металлической конструкции крана γ_M и канатах без демпфера γ_{nd} определялись расчетом при обработке осциллограмм свободных затухающих ко-

лебаний металлоконструкции (при опущенном на основание грузе) и грузе на канатах (тележка находилась в конце пролета крана).

Таблица 1. Параметры динамической модели металлической конструкции крана с грузом и демпфирующих устройств в системе подвеса груза

m_T	C_{pd}	γ_{pd}	m_m	C_m	γ_m	C_d	e_d	C_k
т	кН·м	-	т	кН·м ⁻¹	-	кН·м ⁻¹	кН·с·м ⁻¹	кН·м ⁻¹
5,5	$3,18 \cdot 10^3$	0,304	14,8	$10,2 \cdot 10^3$	0,098	110	10	176,8

Испытания проводились для крана без демпфирующих устройств и с ними. Пакет труб поднимался рывком из травильной ванны и записывались усилия в металлической конструкции крана F_m и одном из канатом F_k .

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований и расчета периодов собственных колебаний и логарифмических декрементов для мостового крана

		Без демпфера		С демпфером	
		В конце пролета	В середине пролета	В конце пролета	В середине пролета
T_1 , с	эксперим.	0,26	0,33	0,39	0,49
	расчет	0,261	0,334	0,421	0,456
Γ_1	эксперим.	0,304	0,181	0,686	0,508
	расчет	-	0,175	0,705	0,476

Таблица 3. Результаты экспериментальных исследований динамических нагрузок при работе механизма подъема мостового крана

	Ψ_k		Ψ_k	
	Без демпфера		С демпфером	
	В конце пролета	В середине пролета	В конце пролета	В середине пролета
Подъем из ванны	1,72	1,64	1,51	1,41
Торможение на спуск	1,32	1,27	1,26	1,17

Анализ полученных осциллограмм показывает, что при значительной динамической нагрузке колебания практически затухают уже через три периода. В таблице 2 приведены результаты экспериментальных исследований и расчета периодов колебаний основной частоты T_1 и соответствующих им логарифмических декрементов колебаний Γ_1 . Данные табл. 2 показывают удовлетворительную сходимость результатов расчета и экспе-

римента, что позволяет сделать вывод о правомерности принятых допущений.

Натурные исследования показали, что ВУ выполняют и функцию виброизоляторов. В табл. 3 приведены значения динамических коэффициентов ψ_k нагрузки в канатах при подъеме пакета труб массой $m_T = 5$ т рывком из травильной ванны и торможении на спуск для системы подъема, оборудованной ВУ и без него. Из данных табл. 3 видно, что максимальные динамические нагрузки снижаются на 15%. Таким образом, применение предлагаемых ВУ позволяет повысить долговечность крановых конструкций и элементов механизмов подъема.

Статья поступила в редакцию 24.04.2002 г.

УПРОЧНЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОМЕТАЛЛИЗАЦИИ

Оковитый В.А.

(Институт Порошковой Металлургии, г. Минск, Беларусь)

There are presented the properties of coating, manufactured by wire spraying of composite wire.

Введение.

Эксплуатация деталей, работающих в области добычи и переработки стройматериалов, в том числе роликов конвейеров (ПО "Гранит", г. Микашевичи, Беларусь) осуществляется в условиях коррозии, износа и загрязнения продуктами добывающего производства. Для повышения долговечности указанных изделий необходимо использовать материалы с повышенными физико-механическими и эксплуатационными характеристиками: высокой износостойкостью, достаточной ударной вязкостью, высокой коррозионной стойкостью в воздушной атмосфере. Из опыта эксплуатации, а также на основе испытаний на трение и износ большого количества материалов известно, что электрометаллизационные покрытия на основе проволоки 65 Г обладают наилучшими противозадирными свойствами и износостойкостью [1]. Изучены также покрытия из проволоки Св-0,8, использование данного материала обусловлено попыткой образования композиционного покрытия с чередующимися слоями [2,3]. Применение композиционной проволоки никель-30%алюминий для получения электрометаллизационных покрытий вызвано его высокими прочностными свойствами, обусловленными уплотнением покрытия в результате протекания экзотермических реакций при напылении. Композиционные электрометаллизационные покрытия имеют высокие свойства в условиях ин-

тенсивного износа в силу высокого сопротивления схватыванию, малой окисляемости, пористой структуре и действия эффекта самосмазывания, возникающего в процессе переноса материала конвейерной ленты на поверхность упрочняющего покрытия.

Обсуждение результатов.

Отработку режимов напыления проводили при изменении тока электрической дуги от 200 до 300 А, напряжение от 24 до 40 В и дистанции напыления от 100 до 140 мм (см. таблицы 1 и 2).

Таблица 1. Значения технологических характеристик электрометаллизационных покрытий, напыленных с дистанции 100 мм (1 строка - прочность сцепления, МПа, 2 строка - пористость, %, 3 строка - микротвердость, ГПа).

Проволока 65 Г			Проволока Св-0,8			Проволока 65 Г- Проволока Св-0,8			Проволока Ni-Al		
1			2			3			4		
250А	300А	350А	250А	300А	350А	250А	300А	350А	200А	220А	250А
20	28	25	23	27	29	23	30	27	28	35	33
10	8	5	7	5	3	9	6	3	6	4	3
4,00	4,10	3,95	3,60	3,75	3,80	3,90	4,00	3,80	3,00	3,10	3,22

Таблица 2. Значения технологических характеристик электрометаллизационных покрытий, напыленных с различных дистанций, 1 строка - прочность сцепления, МПа, 2 строка - пористость, %, 3 строка - микротвердость, ГПа (ток дуги 300А для материалов 1;2;3, ток дуги 250А для материалов 4).

Проволока 65 Г			Проволока Св-0,8			Проволока 65 Г- Проволока Св-0,8			Проволока Ni-Al		
100	120	140	100	120	140	100	120	140	100	120	140
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
28	26	24	27	29	24	30	27	25	33	35	36
8	10	11	5	6	8	6	7	8	3	2	1,5
4,10	4,00	3,80	3,75	3,60	3,45	3,80	3,65	3,49	3,22	3,34	3,45

На основе проведенных экспериментов определены оптимальные режимы нанесения износостойких покрытий электрометаллизацией на установке КДМ-2, проволокой 65 Г: дистанция напыления-100мм, давление сжатого воздуха -0.5 МПа, ток дуги -300А, напряжение дуги-40 В (рис. 1, в, г), проволокой Св-0,8: дистанция напыления-120мм, давление сжатого

воздуха -0.5 МПа, ток дуги -300 А, напряжение дуги-40 В (рис. 1, а, б), проволокой Ni-Al: дистанция напыления-140мм, давление сжатого воздуха -0.5 МПа, ток дуги -250 А, напряжение дуги-27 В (рис. 1, е). Покрытие из чередующихся слоев получали послойным напылением слоев из проволоки 65 Г (твердый) и проволоки Св-0.8 (мягкий) толщиной 0.5-0.75 мм каждый (рис. 1, д). Эксплуатационные характеристики покрытий приведены в таблице 3.

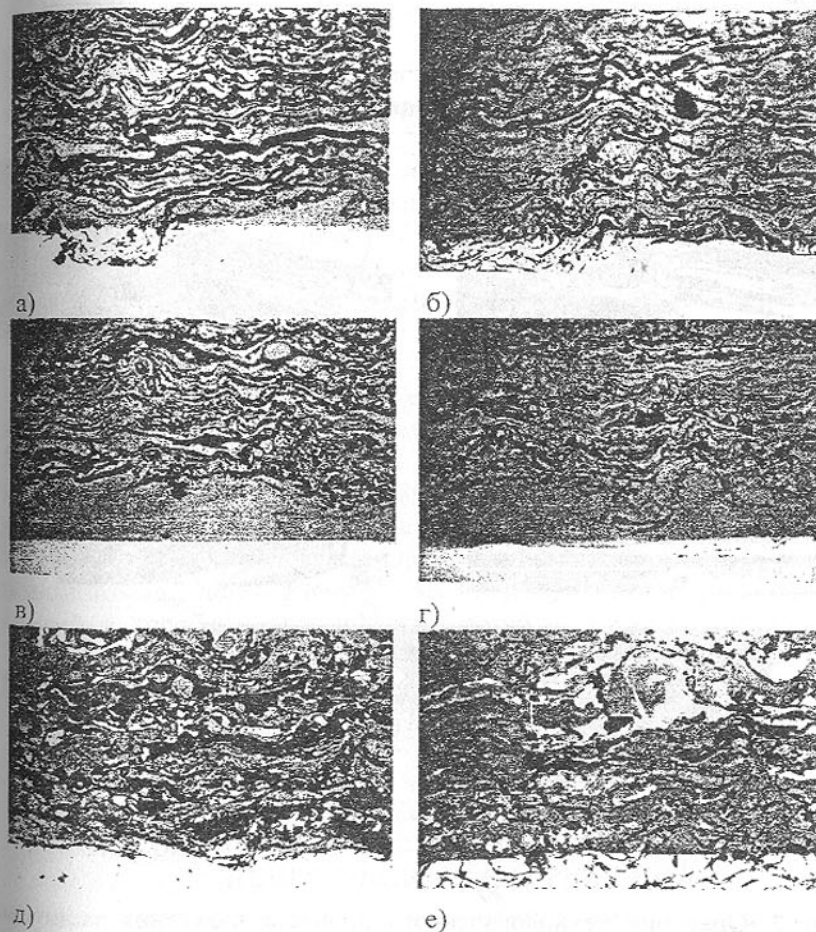


Рис.1. Микроструктура электродуговых покрытий (х400): из проволоки Св-0,8, а)-250А, б)-300А; проволоки 65Г в)-250А, г)-300А; д)-из чередующихся слоев, напыленных из проволок Св-0,8 и 65Г; е)-из никель-алюминиевой проволоки

Таблица 3. Эксплуатационные характеристики электрометаллизационных покрытий на оптимальных режимах

Материал проволоки	Прочность сцепления, МПа	Общая пористость, %	Микротвердость, ГПа
Никель-алюминий	36	1,5	3.45
65 Г	28	8	4.1
Св-0.8	27	5	3.75
композиция 65 Г-Св-0.8	30	6	3,8

Технология восстановления и упрочнения роликов конвейеров.

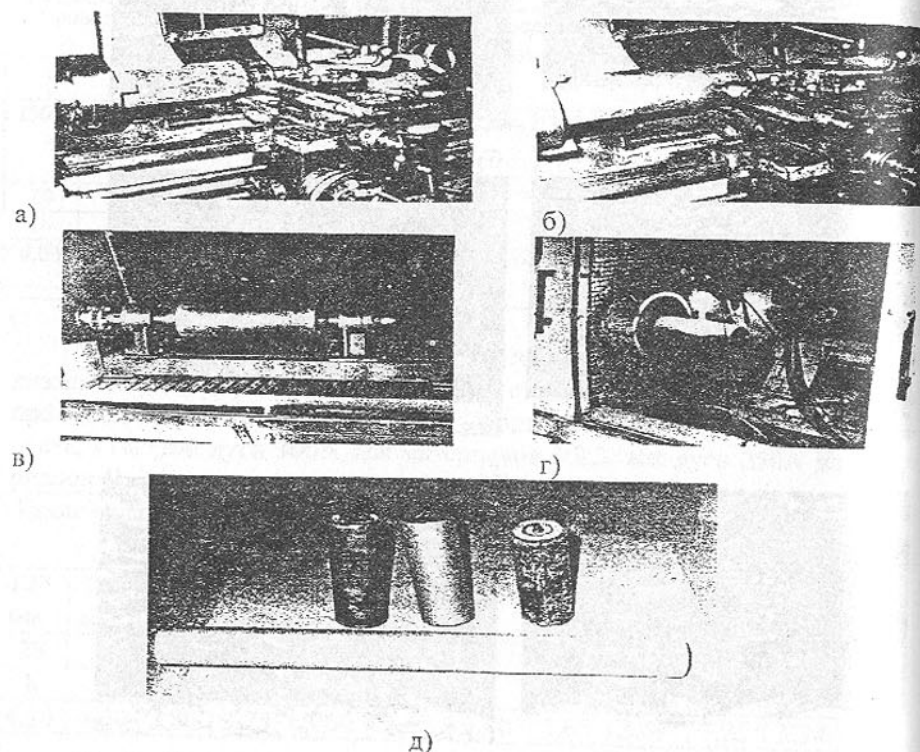


Рис.2. Операции технологического процесса нанесения защитных покрытий на ролики конвейеров а)-очистка точильными брусками, б)-накатка рельефной поверхности, в)-дробеструйная очистка, г)-напыление покрытия плазмой, д)-ролики конвейеров : верхний ряд –после предвари-

тельной подготовки, нижний ряд- после напыления износостойкого покрытия

Технологический процесс состоял из 2-х этапов: подготовки ролика перед нанесением покрытия; нанесение износостойкого покрытия. Как правило, поступающие ролики были подвергнуты сильному коррозионному воздействию и загрязнению продуктами отходов добывающего производства. Это обусловило разработку приспособления для очистки поверхности роликов перед напылением (рис.2,а-г).

Для предварительной подготовки использовался накатник при износе более 0,5 мм на сторону (рис.2,б) и дробеструйная обработка (рис.2,в). Напыление роликов проводилось на оптимальных режимах, приведенных выше (рис. 2,г). Ролики конвейеров после напыления приведены на (рис. 2,д).

Выводы.

Анализ представленных данных позволяет рекомендовать для нанесения на ролики конвейеров электрометаллизационные композиционные покрытия из проволок 65 Г и Св-0.8. Для обеспечения повышенной прочности сцепления должны быть использованы подслои из композиционной никель-алюминиевой проволоки.

Список литературы: 1. Технология восстановления роликов конвейеров газотермическим напылением износостойких покрытий/ А.Ф. Ильюшенко, В.А. Оковитый, А.А. Верстак и др.// Информационный листок БелНИИТИ №89-40.-Минск.1989 .-14с. 2. Упрочнение и восстановление роликов конвейеров методом электрометаллизации /В.А. Оковитый, В.С. Ивашко, С.Б. Соболевский // Организация и технологии ремонта машин и механизмов , 2001.—Киев—с. 36-38. 3. Применение износостойких покрытий в коробках передач автотракторной техники/А.Ф. Ильюшенко, В.А. Оковитый, С.Б. Соболевский и др.//II Конференция "Номатех-96".-Минск.1996.-С.28-29.

Статья поступила в редакцию 07.06.2002 г.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЯ НАСЫПНОГО ГРУЗА В НАКЛОННОМ ТРИБОМЕТРЕ НЕПРЕРЫВНОГО НАГРУЖЕНИЯ

Оксень Е.И. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

The technique of test of the bulk consignments in thriboметр of continuous loading with an adjustable angle of declination of a cargo branch ensuring realiza-

tion of a condition of loss of stability for all range of the bulk consignments, transporting by the conveyors is offered. The method force is developed is peak-frequent location permitting to evaluate qualitative structure transporting of the consignment, character of interaction of particles of the consignment with design elements of transport systems and influence of separate single pieces increased size.

В процессе испытания проб насыпного груза особый интерес представляет исследование процесса перехода упаковки частиц из устойчивого состояния в состояние взаимного движения. В связи с возрастанием устойчивости упаковки частиц при увеличении относительного размера частиц в зоне деформирования [1] и трудностью обеспечения условия перехода изменением линейных размеров объема деформирования в настоящей работе предложена методика испытаний проб насыпных грузов в наклонном

сдвиговом приборе непрерывного нагружения (рис. 1).

Особенностью схемы нагружения пробы насыпного груза в таком приборе является введение скатывающей силы, которая при совместном действии с силой трения насыпного груза о конвейерную ленту приводит испытываемый зернистый материал к потере устойчивости. Возможность регулирования величины скатывающей составляющей силы веса частиц плавным

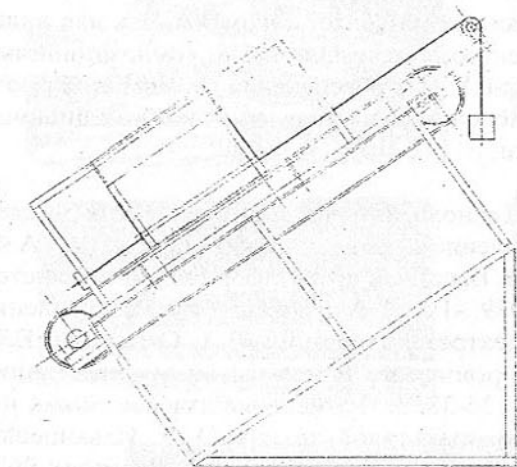


Рис. 1. Стенд трибометра непрерывного нагружения с регулируемым углом наклона грузовой ветви

изменением угла наклона грузовой ветви трибометра позволяет реализовать условие устойчивости и проводить испытания насыпных грузов имеющих внутреннее трение, превышающее сцепление с материалом обкладки конвейерной ленты. Характер развития процесса деформирования при появлении скатывающего усилия проиллюстрирован численным моделированием по методике [1] и представлен на рис. 2 в виде диаграмм условия устойчивости упаковки частиц для различных углов наклона грузовой ветви.

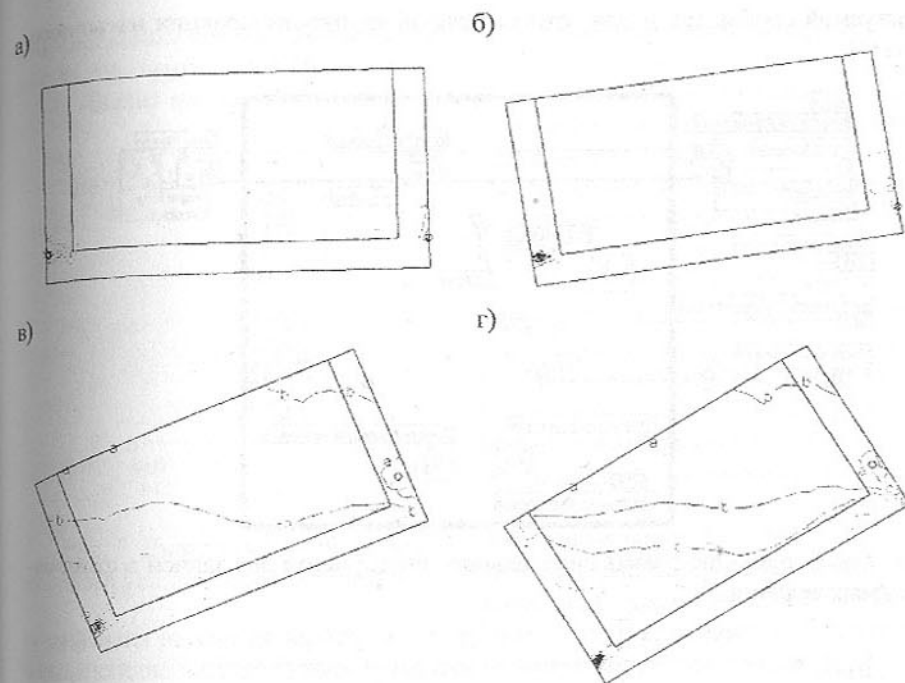


Рис. 2. Изолинии развития процесса деформирования пробы зернистого материала в трибометре вплоть до потери устойчивости при сохранении постоянства деформирующего смещения конвейерной ленты: а) угол наклона грузовой ветви 1° ; б) угол наклона грузовой ветви 8° ; в) угол наклона грузовой ветви 22° ; г) угол наклона грузовой ветви 31°

Измерительная часть трибометра непрерывного нагружения выполнена на основе аналого-цифрового преобразователя и тензометрических силоизмерительных устройств [2]. Разработанное программное обеспечение позволяет выводить осциллограммы измеряемых сигналов как на дисплей компьютера, так и записывать их файл (рис. 3). Пример осциллограммы усилия деформирования при испытании гранитного щебня крупностью 10-25 мм в установившемся режиме при скорости ленты 1,0 м/с приведен на рис. 4.

Установленные для испытаний условия наблюдения позволяют рассматривать полученную выборку как случайный процесс с дискретным параметром времени [3], причём распределение плотности вероятности наблюдаемых величин достаточно хорошо описывается нормальным законом распределения (рис. 5). Непосредственной обработкой полученных данных могут быть получены математическое ожидание и дисперсия коэффициента внутреннего трения как

испытуемой пробы, так и для относительной крупности фракции насыпного груза [1].

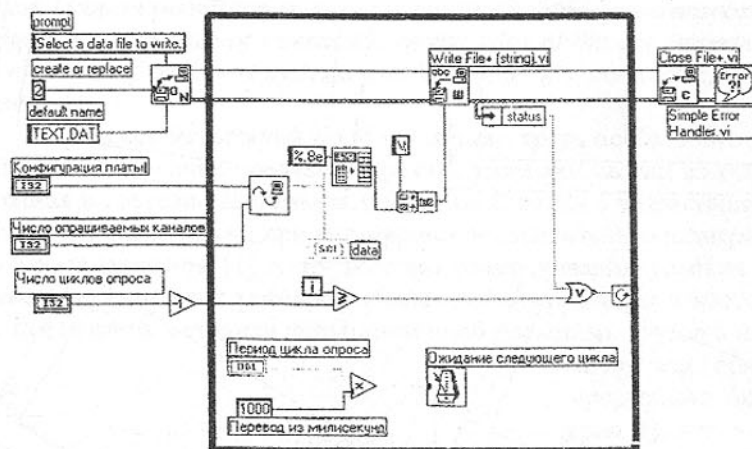


Рис. 3. Блок-диаграмма виртуального инструмента для записи в файл измеряемых величин

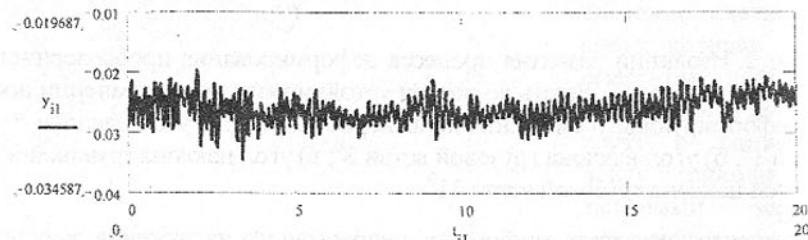


Рис. 4. Осциллограмма усилия деформирования пробы гранитного щебня (время измерения 20 с, период опроса 0,02 с, деформирующее усилие здесь и далее приведено в размерности электрического сигнала)

Принятый подход к проведению измерений помимо основных долговременных изменений фиксируемой случайной величины позволяет исследовать более или менее регулярные колебания, возникающие вследствие особенностей взаимодействия отдельных частиц груза между собой и с конструктивными элементами трибометра.

В качестве метода для указанного исследования было принято тригонометрическое разложение временного ряда с построением спектрограммы сигнала в виде амплитудно-частотной характеристики (рис. 6). Наличие максимумов амплитуд колебаний в диапазоне частот 5-8 Гц (рис. 6а) характеризует соотношение между движением скольжения частиц в зоне взаимного контакта и

относительным вращением частиц при скорости деформирования порядка 1 м/с для частиц крупностью 10-25 мм.

Анализ амплитудно-частотных характеристик позволяет оценить качественный состав деформируемого груза,

что проиллюстрировано на рис. 6б, где представлена характеристика сигнала деформирования насыпного груза после введения в него двух единичных кусков размером 160 мм. Замена примерно 9 % от массы испытуемой пробы мелких частиц более крупными повлекла за собой некоторое увеличение усилия деформирования (на диаграмме представлены выравненные по среднему значению колебания усилия) и привела к появлению максимумов колебаний на частотах порядка 3 Гц. Таким образом, построение амплитудно-частотной характеристики силового

Рис. 5. Диаграмма распределения значений усилия деформирования

воздействия на массив зернистого материала позволяет оценить гранулометрический состав частиц и выявить наличие единичных частиц повышенной крупности.

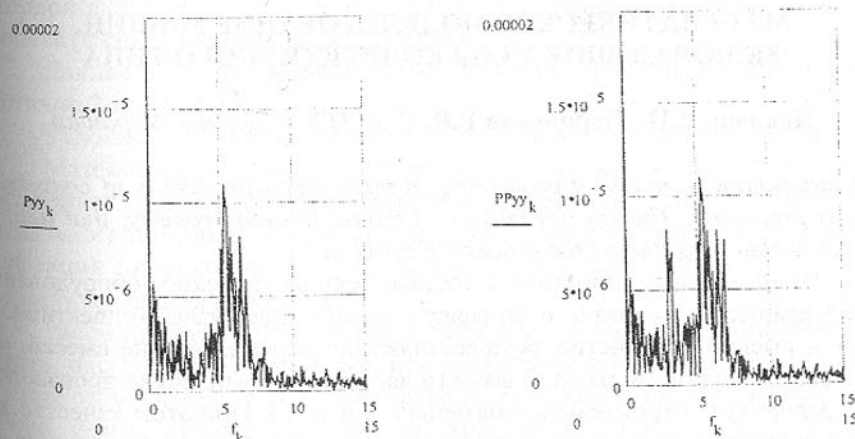


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики усилий деформирования проб гранитного щебня: а) фракция крупностью 10-25 мм; та же фракция с введением двух единичных кусков размером 160 мм (9 % от массы испытуемой пробы)

Выводы: 1. Предложенная методика испытания проб насыпных грузов в трибометре непрерывного нагружения с регулируемым углом наклона грузовой ветви обеспечивает реализацию условия потери устойчивости практически для всего диапазона насыпных грузов, транспортируемых конвейерным транспортом.

2. Разработанный метод силовой амплитудно-частотной локализации позволяет оценивать качественный состав транспортируемого груза, характер взаимодействия частиц груза с конструктивными элементами транспортных устройств и выделять влияние отдельных единичных кусков повышенной крупности.

Список литературы: 1. Оксень Е.И. Расчёт нагружения рабочих органов питателей при выдаче насыпных грузов из бункеров // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. тр. – Донецк: ДонНТУ, 2001. Вып. 17, - с. 144-148. 2. Оксень Е.И., Ерёмкина Н.И., Андреева В.В. Определение жёсткости пружин динамическими испытаниями // Матер. 4-ой регион. научно-метод. конф. «Машинознавство і деталі машин» – Донецьк: ДонНТУ, 2002, с. 52-55. 3. Розанов Ю. А. Случайные процессы / Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Наука», 1979, 184 с. 4. Андерсон Т. Статистический анализ временных рядов. – М.: «Мир», 1976, 757 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАШИН, ВКЛЮЧАЮЩИХ УЗЛЫ КОНВЕКТИВНОГО ТИПА

Павлыш В.Н., Перинская Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The mathematical model of processing of machines with details of convective type is proposing. The special feature of model is such property, that field of speeds is obtaining during the process of solution.

На многих предприятиях в составе технологического оборудования эксплуатируются машины и аппараты, содержащие узлы конвективного типа, а именно устройства, осуществляющие перемешивание смесей, состоящих из жидкой и твердой фазы (в частности, химические производства, предприятия строительных материалов и т. п.). При этом качество конечного продукта во многом зависит от качества работы конвективных узлов.

Основные технологические требования к аппаратам следующие:

1. Рассматривается аппарат непрерывного действия, имеющий верхний перелив для вывода смеси и нижний спуск для освобождения рабочего объема.

2. Аппарат должен обеспечивать стабильные условия получения смесей с постоянными характеристиками.

3. Аппарат должен иметь регулируемое число оборотов мешалки для получения смесей с регулируемой дисперсностью.

4. Интенсивность перемешивания в реакторе должна обеспечить получение однородных (гомогенных) смесей и отсутствие в рабочем объеме "мертвых" зон, где происходит накопление крупных частиц, а также отсутствие налипания на стенках.

В соответствии с выдвигаемыми требованиями можно выделить 3 уровня задач математического моделирования процесса.

1. Исследование гидродинамики процесса с целью выявления условий и параметров, обеспечивающих стабильный непрерывный гидродинамический режим, близкий к режиму идеального перемешивания.

2. Исследование физики процесса (конвективная диффузия, теплообмен, массоперенос) с целью выявления условий и параметров, обеспечивающих образование смеси с постоянными физическими свойствами (гранулометрический состав, удельная поверхность твердой фазы и т. п.).

3. Исследование химической кинетики процесса (химическая кристаллизация) с целью выявления условий и параметров образования осадка (твердой фазы суспензии) с комплексом постоянных физико-химических свойств (фазовый химический состав и т. п.).

Данная работа направлена на решение задачи моделирования 1-го и частично 2-го уровней.

Условная гидродинамическая схема аппарата приведена на (рис.1).

Математическая постановка задачи основывается на следующих соображениях. Будем строить математическую модель процесса перемешивания многокомпонентной смеси с учетом вынужденной конвекции массы. Конвекция происходит за счет перемешивания смеси лопастью, угловая скорость вращения которой ω .

Рассматривается следующая задача. В области G (рабочий объем аппарата, рис.1.) требуется определить концентрацию твердой фазы, учитывая при этом вихревые течения раствора, продольную и поперечную диффузию, форму аппарата и угловую скорость вращения лопасти, причем процесс перемешивания происходит за заданное время T .

В полной математической постановке данная задача есть задача с четырьмя неизвестными: концентрациями твердой и жидкой фазы, функцией тока и поверхностью кристаллизации. Такие задачи относятся к классу краевых задач со свободной границей и являются нелинейными. Числен-

ное решение таких задач содержит большие математические трудности, так как заранее неизвестно положение поверхности, отделяющей твердую фазу от жидкой. Эту поверхность необходимо определять в процессе решения задачи.

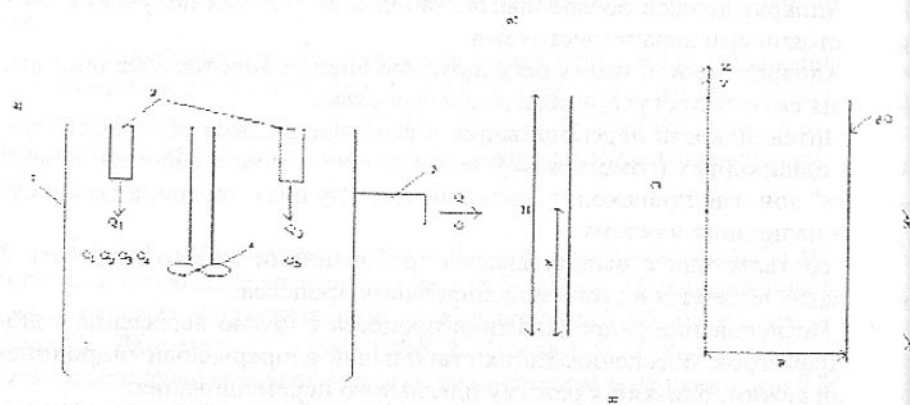


Рис. 1. Схема построения математической модели: а) 1 – корпус; 2 – входные трубопроводы; 3 – верхний перелив (выходной трубопровод); 4 – мешалка; б) к выбору координат и построению различных типов модели

Укажем, что аналогичные трудности возникают при численном решении краевых задач, возникающих в гидродинамике (это задачи о кавитационном течении жидкости, задачи о потенциальном течении жидкости в вогнутом сопле [1, 2], в теплофизике при рассмотрении задач кристаллизации – задачи типа Стефана [3]).

Большое количество работ по численному решению краевых задач со свободной границей, связанных с перемешиванием многокомпонентной среды, выполнено В.В. Кафаровым, при этом понимается, что известно поле скоростей смеси в рабочем объеме. В данной же работе предложена математическая модель, позволяющая рассчитывать это поле в процессе решения краевой задачи. В этом состоит существенное отличие предлагаемой модели от рассмотренных ранее.

Перейдем теперь к описанию основных типов моделей.

Простейшей моделью является модель идеального перемешивания. При этом концентрация твердой фазы является функцией только времени, т.е. $C=C(t)$. Модель построена таким образом, чтобы она учитывала концентрации компонент C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 (это соответственно концентрации растворов, поступающих в аппарат). Первые четыре компонента поступают с расходом Q_1 л/мин, а последняя компонента с расходом Q_2 л/мин. Учитывается также расход $Q=Q_1+Q_2$ раствора, выходящего из рабочего объема V за время T . При сделанных предположениях наша задача сводится к ре-

шению линейного обыкновенного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами. Решение этой задачи выписывается в явном виде.

Второй моделью является одномерная модель перемешивания многокомпонентной среды с учетом вихревого течения раствора. При этом поле скоростей раствора рассчитывается в плоском случае. Введя функцию тока $\Psi(x, y)$, мы определяем ее из решения краевой задачи для уравнения Пуассона. Граничным условием является обращение в нуль на границе функции тока. Концентрация твердой фазы $C(x, t)$ определяется из решения краевой задачи для уравнения диффузии с учетом конвекции, вызванной вращением лопасти. Граничные условия – это условия непроницаемости на стенках аппарата. Данная модель построена на основе модели идеального перемешивания и является естественным продолжением простейшей модели, так как она учитывает все параметры модели идеального перемешивания.

Рассмотрены так же осесимметрическая и плоская модели перемешивания в химическом реакторе. Отличие от указанных выше моделей состоит в том, что концентрации являются соответственно функциями пространственных координат $C(r, t)$ и $C(x, y, t)$.

Рассмотрим теперь варианты моделей, основанных на краевых задачах. Обозначим через $C(t)$ концентрацию твердой фазы в случае модели идеального перемешивания. Тогда $C(t)$ является решением следующей задачи Коши:

$$\frac{V}{T} \cdot \frac{dC}{dt} = Q_1(C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + Q_2 C_5 - Q \cdot C \quad (1)$$

$$C(0) = C_0; \quad 0 \leq t \leq T; \quad Q = Q_1 + Q_2 \quad (2)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 – концентрации компонент, поступающих в виде раствора, причем первые четыре поступают с расходом Q_1 л/мин, а последняя компонента с расходом Q_2 л/мин; V – объем, T – время перемешивания, C_0 – начальная концентрация. Задача (1), (2) описывает модель идеального перемешивания. Решение этой задачи имеет вид

$$C(t) = C_0 \cdot \exp\left(-\frac{T \cdot Q}{V} \cdot t\right) + \frac{Q_1(C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + Q_2 C_5}{Q} \left[1 - \exp\left(-\frac{T \cdot Q}{V} \cdot t\right)\right] \quad (3)$$

Каждая частица, находящаяся в рабочем объеме, обладает вектором скорости $\vec{V} = V_x \cdot \vec{i} + V_y \cdot \vec{j}$ (в плоском случае), где V_x и V_y соответственно абсцисса и ордината вектора $\vec{V}$. В нашем случае вектор $\vec{V}$ удовлетворяет уравнениям:

$$\text{rot } \vec{V} = \mu(x, y), (x, y) \in G = (0 < x < 1, 0 < y < 1) \quad (4)$$

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0, \quad (x, y) \in G \quad (5)$$

Граничным условием является обращение в нуль нормальной составляющей $\vec{V}_n$ вектора $\vec{V}$ на границе G , т.е.:

$$\vec{V}_n = 0, \quad (x, y) \in \partial G \quad (6)$$

Краевая задача (4) – (6) определяет поле скоростей частиц. Укажем также, что в дальнейшем в качестве функции влияния лопасти удобно рассматривать такую функцию:

$$\mu(x, y) = \frac{\omega}{\nu(l^2 x^2 + h^2 y^2)}, \quad x \neq 0, \quad y \neq 0, \quad \mu(0, 0) = \omega \quad (7)$$

ω – угловая скорость вращения лопасти (мешалки), ν – коэффициент вязкости раствора, h – характерный поперечный размер, l – продольный размер.

Введя функцию тока $\psi(x, y)$, запишем задачу (4) – (6) в другом виде:

$$\frac{1}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{1}{h^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \mu(x, y), \quad (x, y) \in G \quad (8)$$

$$\psi(x, y) = 0, \quad (x, y) \in \partial G \quad (9)$$

При этом вектор скорости $\vec{V}$ и функция тока $\psi(x, y)$ связаны следующими равенствами:

$$V_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad V_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (10)$$

В случае одномерной модели перемешивания концентрация $C(t, x)$ твердой фазы является решением следующей краевой задачи:

$$\frac{1}{T} \cdot \frac{\partial C}{\partial t} = -V_x \cdot \frac{1}{l} \cdot \frac{\partial C}{\partial x} + \frac{D_L}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{Q_1(C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + Q_2 C_5 - QC}{V}; \quad 0 < x < l, \quad t > 0 \quad (11)$$

$$C_x(t, 0) = C_x(t, l) = 0 \quad (12)$$

$$C(0, x) = C_0 \quad (13)$$

Здесь D_L – продольный коэффициент диффузии; абсцисса вектора $\vec{V}$, т.е. V_x , определяется из первого условия (10). Краевая задача (11) – (13) является одномерной моделью аппарата.

В случае двух геометрических переменных x и y концентрация твердой фазы $C(t, x, y)$ является решением уравнения:

$$\frac{1}{T} \cdot \frac{\partial C}{\partial t} = -\frac{1}{l \cdot h} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial C}{\partial x} + \frac{1}{l \cdot h} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial C}{\partial y} + \frac{D_L}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{D_H}{h^2} \cdot \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{Q_1(C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + Q_2 C_5 - QC}{V}; \quad (x, y) \in G, \quad t > 0 \quad (14)$$

при следующем граничном и начальном условии:

$$C_x(t, x, y) = 0, \quad (t, x, y) \in \partial G \times [0, 1] \quad (15)$$

$$C(0, x, y) = C_0 \quad (16)$$

здесь D_H – поперечный коэффициент диффузии. Краевая задача (11) – (16) описывает двумерный вариант модели. Эта задача содержит две неизвестные функции $\psi(x, y)$ и $C(t, x, y)$.

Наиболее интересной и практически важной является осесимметрическая модель. В этом случае геометрическими переменными являются радиус r и высота z . Тогда ротор вектора скорости $\vec{V}$ определяется по следующей формуле:

$$\operatorname{rot} \vec{V} / \varphi = \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r}$$

где $\vec{V} = V_r \cdot \vec{i} + V_z \cdot \vec{k}$, $V_\varphi = 0$, φ – угол. Компоненты скорости V_z и V_r определяются из следующей системы уравнений

$$\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} = \mu(r, z)$$

$$\frac{\partial(r \cdot V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(r \cdot V_z)}{\partial z} = 0$$

(второе уравнение есть уравнение неразрывности). Обозначим через $\psi(r, z)$ функцию тока. Тогда

$$V_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial z}; \quad V_z = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r}$$

функцией тока $\psi(z, r)$ является решением такой краевой задачи:

$$\frac{1}{H^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{1}{R^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{R^2 \cdot r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{r \cdot \omega \cdot R}{R^2 r^2 + H^2 z^2}; \quad D = (0 < r < l, \quad 0 < z < l) \quad (17)$$

$$\psi(r, z) = 0; \quad (r, z) \in \partial D \quad (18)$$

(H и R характерные размеры аппарата).

После того, как поле скоростей частиц определено из решения краевой задачи (17) – (18), концентрация твердой фазы $C(t, r, z)$ находится из решения следующей задачи:

$$\frac{1}{T} \cdot \frac{\partial C}{\partial t} = \frac{1}{r \cdot R \cdot H} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial r} \cdot \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{1}{r \cdot R \cdot H} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial z} \cdot \frac{\partial C}{\partial r} + D_H \cdot \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} + \frac{D_R}{r \cdot R} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial C}{\partial r} \right) + \frac{Q_1(C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + Q_2 C_5 - Q C}{V} \quad 0 < r < 1 \quad 0 < z < 1 \quad (19)$$

$$\frac{\partial C}{\partial n} = 0, \quad (t, r, z) \in \partial D \times [0, T] \quad (20)$$

$$C(0, r, z) = C_0 \quad (21)$$

здесь $\vec{n}$ внешняя нормаль к области $D \times (0, T)$.

Краевая задача (17) – (21) описывает осесимметрическую модель. Указанную задачу надо рассматривать, как систему двух уравнений (одно уравнение эллиптического, а другое параболического типа) относительно двух неизвестных функций $\psi(r, z)$ и $C(t, r, z)$ с соответствующими граничными условиями (18) – (20).

В заключение укажем, что построенные здесь типы моделей математически поставлены корректно. Отличие этих моделей от известных ранее состоит в том, что поле скоростей частиц определяется в процессе решения задач.

Список литературы: 1. Garabedian P.R., Lewy H., Schiffer M. Aerially symmetric cavitation flow. Ann of math., 1952, 56, 560-602. 2. Friedrichs K.O., Über ein Minimumpproblem für Potentialsfunktionen mit freien Rändern. Math. Ann., 1933, 109. 3. Самарский А.А., Моисеенко Б.Д. Экономическая схема сквозного счета для многомерной задачи Стефана. – Вычислительная математика и математическая физика, 1965, №5, с.816-827.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ CNC FANUC 16i/18i

Пожицки Я.

(Жешувский технологический университет, г. Жешув, Польша)

In this part of the paper the CNC FANUC 16i/18i are described. These systems are universal and have optional programming possibilities with reference to the grinding machines. Characterization of these systems and their programming possibilities of grinding operation are also explained.

Фирма GE FANUC AUTOMATION выпускает ряд систем управления, типа CNC различного назначения. Новую генерацию систем CNC составляют системы серии: 16i, 18i, 21i, 160i, 180i, 210i в версии M, предназна-

ченные для фрезерных станков и обрабатывающих центров, а также T – для токарных станков. Системы 160i, 180i, 210i оснащены в т.ч. открытой структурой CNC (open CNC), что означает, что они включают функции совместимые с функциями компьютеров PC и позволяют использовать программное обеспечение, на базе WINDOWS 95/98 или NT [1].

Из всех систем CNC FANUC только 16i, 18i, 160i и 180i, предлагают одновременно как версию T, так и M, программное обеспечение которых позволяет программировать шлифовальную обработку в виде постоянных циклов [2,3].

Системы CNC FANUC (рис.1) обладают широкими возможностями аппаратного усовершенствования и применяемого программного обеспечения. Благодаря применению новейших технических решений, обслуживание и программирование очень простое и удобное. Цветной монитор (LCD) 1, путем прикосновения к его поверхности, позволяет осуществить быстрый ввод последующих функций системы. Эти системы обладают большим количеством разных возможностей в виде накопления и высвечивания информации в том числе обслуживания и диагностики системы, например, облегчено регулирование сервоприводов благодаря высвечиванию на мониторе процессов изменения напряжения и токов, подобно как в осциллографе. Возможно также произвольное формирование образа высвечиваемой на мониторе информации за счет применения программирования в языке C, который также может быть использован для создания собственных уникальных постоянных циклов и программирования интерфейсов. Ввод и вывод большого количества данных облегчен за счет применения карты памяти 2, считывающее устройство, которой размещено на передней части системы рядом с монитором. Благодаря применению модела 3 возможно подключение через Интернет, например, с сервисным центром. Системы CNC FANUC можно подключать как в сети LAN, так и применять в управлении DNC. Модуль FACTOLINK образует с системами CNC терминал в компьютерной сети, что позволяет высвечивать на мониторе системы информацию, накопленную в сервере, например, рисунков деталей, сбор данных о параметрах оборудования, данных касающихся обслуживания, сервиса и т.п. К системам FANUC можно подключаться с помощью последовательного интерфейса RS 232-C с внешним компьютером, например, для пересылки интерфейсной программы одновременно с технологическими программами через модуль I/O пульта управления, установленного на станке. Алфавитно-цифровая клавиатура (MDI) 4 позволяет вводить информацию в систему и выводить на монитор. Кнопкой 5 возможно описание сообщений, высвечиваемых на мониторе, касающихся предупреждений о выполненных ошибках. Группа функциональных кнопок (function keys) 6 служит для выбора отдельных функций из су-

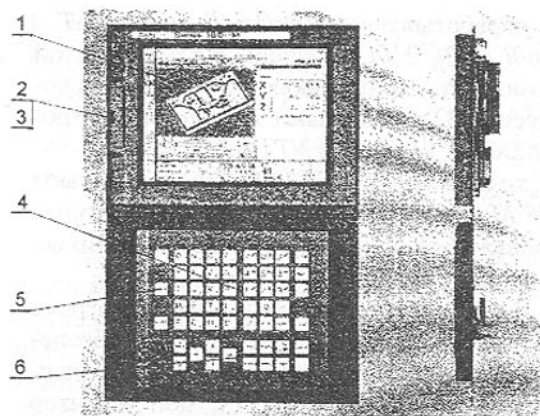


Рис.1. Система управления CNC FANUC 180i-M [1]

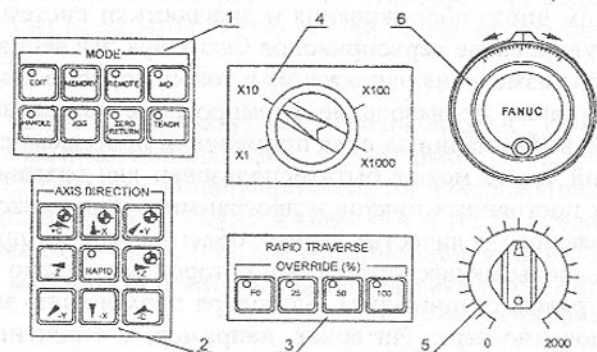


Рис.2. Элементы пульта станка: 1) кнопки выбора функций, 2) кнопки выбора направления оси, 3) кнопки коррекции быстрой подачи, 4) переключатель величины приращения пути, 5) регулятор скорости подачи, 6) ручной электронный преобразователь перемещений [2, 3]

существующих режимов работы системы CNC. В момент разработки управляющих программ очень удобным и полезным инструментом являются программные модули FANUC SUPER CAP II T M, которые позволяют диалоговое автоматическое программирование и предлагает большие графические возможности относительно тиражирования управляющих программ и их проверки путем симуляции и мультипликации обработки.

Виды работ шлифовального станка в системе CNC FANUC устанавливаются с помощью кнопок и переключателей пульта станка и фиксирующих кнопок клавиатуры MDI. Основные элементы пульта станка позволяют выбрать действительную реализацию из имеющихся режимов

работ, показанных на рис.2, а рис.3а представляет функциональные кнопки. Нажатие произвольной функциональной кнопки приводит к высвечиванию характерной информации для выбранной функции и включению программирующих кнопок (*soft keys*), помещенных в нижней части экрана (рис.3б), значения которых вытекают с нажатой функциональной кнопки и уровня высвечивания меню. Крайние кнопки позволяют расширить

меню или выполнять возврат в пределах высвеченной информации. Например, для ввода программы с клавиатуры MDI необходимо нажать кнопку MEMORY на пульте станка (рис.2), а затем функциональную кнопку PROG (рис.3а). Ввод данных возможен при включении программной кнопки MDI (рис.4).

К основным видам работ станка можно отнести:

- режим ручной работы;
- режим автоматической работы;
- тестирование программы;
- тиражирование данных и программ;
- ввод и вывод данных и программ.

Режим ручной работы

Основные действия, реализованные в режиме ручной работы, включают:

- вывод в базовую точку (точка рекомендательная) в заданной оси;
- непрерывное движение при ручном управлении;
- движение в приращениях при ручном управлении;
- движение при ручном управлении электронным ручным преобразователем перемещений;
- движение при ручном управлении в координатах абсолютных или относительных;
- движения при ручном управлении с линейной или круговой интерполяцией.

Режим автоматической работы

В режиме автоматической работы можно осуществить:

- выполнение программы, хранящейся в памяти системы (работа автоматическая);
- выполнение программы, введенной с клавиатуры MDI (работа MDI);
- выполнение программы, считанной с внешнего устройства I/O (работа DNC);
- программа из произвольного блока программы;
- подпрограмма, считанная с внешнего устройства I/O;
- перемещения от руки во время выполнения программы;
- движения, являющиеся зеркальным отражением движений, выполненных программой;
- автоматический возврат инструмента в позицию, с которой инструмент был отведен вручную.

Возврат - Расширение меню - Тестирование программы

Системы *CNC FANUC* также позволяют выполнять ряд действий, особенно необходимых при тестировании новых программ. К таким действиям можно отнести:

- выполнение программы от блока к блоку;
- возможность блокирования выбранной оси во время выполнения программы;
- возможность изменения скорости вращения и подачи при помощи переключателей пульта оператора;
- перемещение без резания (*run*)

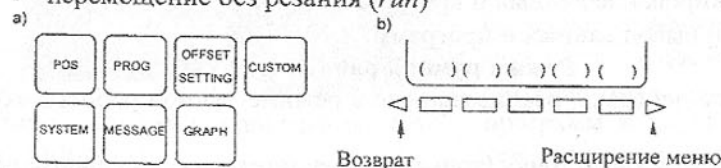


Рис.3. Кнопки: а) функциональные клавиши *MDI*, б) программирование экрана [2, 3]

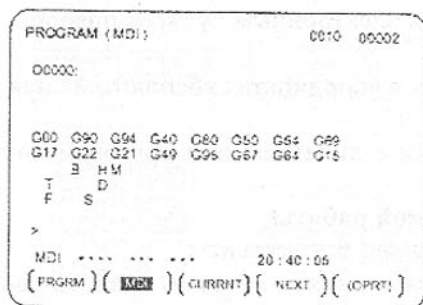


Рис.4. Вид экрана при введении данных с клавиатуры *MDI* [2, 3]

CAP T (M) для - 160i/180i.

Повсеместно применяется программирование станков с *CNC* с использованием клавиатуры *MDI*, а программирование *TEACH IN* или применение преобразовательного программирования с графической поддержкой обеспечивают только некоторые системы *CNC*. Программирование *TEACH IN* рассчитано на тиражирование управляющей программы с использованием как клавиатуры *MDI* (для вписывания функциональных слов в блоки данных), так и ручного управления агрегатами станка (для вписывания координат, соответствующих положению агрегатов станка). Про-

Тиражирование данных и программ

Данные и управляющие программы могут быть тиражированы с помощью:

- клавиатуры *MDI*;
- программирования *TEACH IN (PLAYBACK)*;
- преобразовательного программирования с графическими функциями;
- программных модулей *FANUC Super CAP II T (II M)* для систем 16i/18i и *FANUC Symbolic*

граммные модули *FANUC Super CAP* и *Symbolic CAP* позволяют программировать системы *CNC FANUC* способом, приближенным к программным возможностям современных систем *CAD/CAM*.

Ввод и вывод данных и программ

Ввод и вывод данных в системах *CNC FANUC* (кроме клавиатуры *MDI* и пульта

станка) возможен при помощи карты памяти и устройства *I/O*, которые подключаются через интерфейс *RS*. К этим устройствам можно отнести:

- *FANUC Handy File* - многофункциональное устройство *I/O*, использующее карты памяти и гибкие диски;
- привод гибких дисков;
- *FANUC FA Card* - устройство, использующее карты памяти;
- *FANUC PPR* многофункциональное устройство *I/O*, содержащее считывающее устройство, перфоратор ленты и принтер;
- переносное считывающее устройство с перфорированной ленты.

Ввод и вывод данных с помощью выше приведенных устройств касается:

- управляющих программ;
- данных коррекции траектории движения или размеров инструмента (*offset data*);
- параметров машины;
- данных коррекции ошибок точных винтовых передач;
- процедур потребителя.

Программирование систем *CNC FANUC 16i/18i*

Программирование систем *CNC FANUC* осуществляется при помощи клавиатуры системы и пульта станка [1, 2, 3]. Разнообразное программное обеспечение этих систем позволяет программировать обработку шлифовальным с помощью постоянных циклов. Относится это как к системам версии *T*, так и *M*.

Постоянные циклы для шлифовальных станков в системах версии *T* Версия *T* систем *CNC FANUC* позволяет применять для шлифовальных станков четыре цикла: *G71* - продольное шлифование, *G72* - продольное шлифование с активным контролем, *G73* - осциллирующее шлифование, *G74* - осциллирующее шлифование с активным контролем.

G71 - цикл продольного шлифования

Цикл *G71* (рис.5) позволяет запрограммировать в одном блоке данных продольное шлифование с многократным увеличением глубины во время остановки шлифовального круга в крайних положениях.

Формат блока данных в этом цикле следующий:

G71 A_B_W_U_I_K_H

где *A* - первая глубина шлифования,

B - вторая глубина шлифования,

W - длина шлифования,
 U - время простоя,
 I - скорость подачи на участке A и B ,
 K - скорость подачи на участке W ,
 H - количество повторений.

Применяемые единицы измерения: дюйм, мм, дюйм/мин, мм/мин.
 Слова A , B и W необходимо программировать в виде приращений координат. Максимальное время простоя составляет 99999.999, а количество возвратов H - 9999. Слова $A=B=0$ возникают в результате выглаживания.

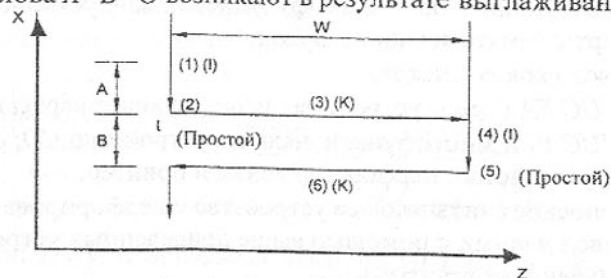


Рис.5. Цикл G71 [2]

G72 – цикл продольного шлифования с активным контролем
 Формат блока данных в случае этого цикла следующий:

$G72 P_A_B_W_U_I_K_H$

где: P - номер датчика (1-4), остальные обозначения как в G71.

Цикл G72 прерывается с момента поступления сигнала остановки цикла от датчика активного контроля, свидетельствующего о достижении шлифуемым предметом заданного диаметра. Способ окончания цикла зависит от момента появления сигнала датчика:

1. Наступление сигнала остановки цикла во время движения шлифовального круга по оси Z приводит к завершению движения (достижения крайнего положения), а затем отход в точку начала цикла по оси Z ;

2. Появление сигнала остановки цикла во время движения по оси X приводит к немедленному прерыванию цикла и возврату в точку начала цикла по Z ;

3. Цикл также прерывается сигналом остановки цикла во время простоя или выглаживания, а шлифовальный круг возвращается по оси Z в точку начала цикла.

G73 – цикл осциллирующего шлифования

Цикл G73 является циклом с постоянно увеличивающейся глубиной (рис.6).

Формат блока данных имеет вид:

$G73 A_ (B) W_ U_ K_ H$

где A - глубина шлифования,

B - глубина шлифования, остальные обозначения как в G71.

G74 - цикл осциллирующего шлифования с активным контролем

Для цикла G74 формат блока данных аналогичен блоку цикла G73:

$G74 P_ A_ (B) W_ U_ K_ H$

где: P - номер датчика (1-4).

A и B как в G73, остальные обозначения как в G71.

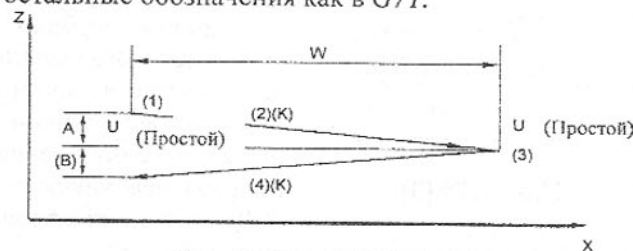


Рис.6. Цикл G73 [2]

Цикл G74 прерывается с момента поступления сигнала остановки цикла от датчика активного контроля. Способ окончания цикла зависит от момента появления сигнала датчика:

1. Появление сигнала остановки цикла во время движения шлифовального круга по оси Z приводит к завершению движения (достижение крайнего положения) способом, показанным на рис.7, а затем возврат в точку начала цикла по оси Z ;

2. Цикл также прерывается сигналом остановки цикла во время останова, а шлифовальный круг возвращается по оси Z в точку начала цикла.

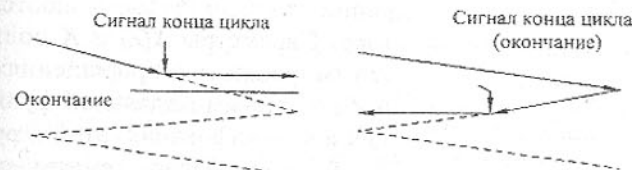


Рис.7. Завершение цикла G74 [2]

Постоянные циклы для шлифовальных станков в системах версии M

Версия M систем CNC FANUC позволяет программировать четыре цикла шлифования: G75 – врезное шлифование, G77 – врезное шлифование с активным контролем, G78 – шлифование плоскостей с постоянной подачей, G79 – шлифование плоскостей с прерывистой подачей. Помимо этого, во время выполнения каждого из вышеупомянутых циклов возможна постоянная правка шлифовального круга и коррекция его размеров. По-

сле каждой правки происходит также коррекция диаметра шлифовального круга и сравнение его с заданным минимальным значением диаметра [3].

G75 - цикл врезного шлифования

Формат блока данных для цикла G75 следующий:

$G75 I_J_K_X(Z)_R_F_P_L_$

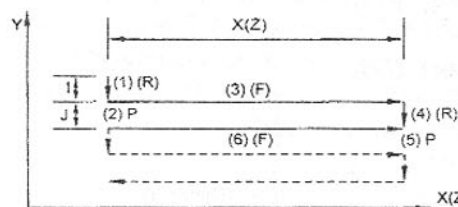


Рис.8. Цикл G75 [3]

слового значения указывает направление обработки);

R - сдвиг для I и J;

где: I - первая глубина шлифования (знак числового значения указывает направление обработки);

J - вторая глубина шлифования (знак числового значения указывает направление обработки);

K - полная глубина шлифования (знак числового значения указывает направление обработки);

X(Z) - длина шлифования (знак чи-

F - сдвиг для X(Z);

P - время остановки;

L - коррекция износа шлифовального круга (только для постоянной правки).

Цикл G75 (рис.8) состоит из шести элементов от (1) до (6), повторяющихся последовательно пока глубина шлифования достигнет величины, обозначенной словом K. При блочной работе операции от (1) до (6) выполняются однократно. Параметры X(Z) и K должны программироваться в приращениях, а I, J, X и Z по данным модальной функции всех циклов шлифования этой группы. На рис.9 представлено схематическое окончание цикла G75, когда была достигнута окончательная глубина шлифования.

G77 - цикл врезного шлифования с активным контролем

В этом случае формат блока данных имеет вид:

$G77 I_J_K_X(Z)_R_F_P_L_$

где значения отдельных обозначений, как в цикле G75.

Рис.9. Окончание цикла G75 в случае, когда последняя глубина шлифования равна: заданной (а) или меньше заданной (б) [3]

Цикл G77 реализован подобно циклу G75, только сигнал о получении заданной глубины поступает от системы активного контроля измерения шлифуемого предмета.

G78 - цикл шлифования плоскостей с постоянной подачей

Цикл G78 записывается в виде:

$G78 I_J_K_X_F_P_L_$

где: значения отдельных обозначений как в цикле G75.

Цикл G78 (рис.10) состоит из четырех элементов от (1) до (4), повторяющихся последовательно пока полная глубина шлифования не достигнет значения, описанного словом K.

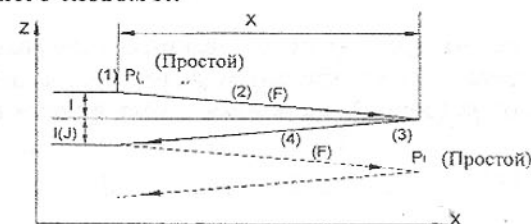


Рис. 10. Цикл G78 [3]

При блочной работе операции от (1) до (4) выполняются однократно. Окончание цикла G78 при достижении заданной глубины шлифования представлено на рис.11.

G79 - цикл шлифования плоскостей с прерывистой подачей

Формат блока данных при этом цикле имеет следующий вид:

$G79 I_J_K_X_R_F_P_L_$

где: значения отдельных обозначений как в цикле G75.

Цикл G79 (рис.12) состоит из шести элементов от (1) до (6), повторяющихся последовательно пока полная глубина шлифования не достигнет значения, описанного словом K. При блочной работе операции от (1) до (6) выполняются однократно.

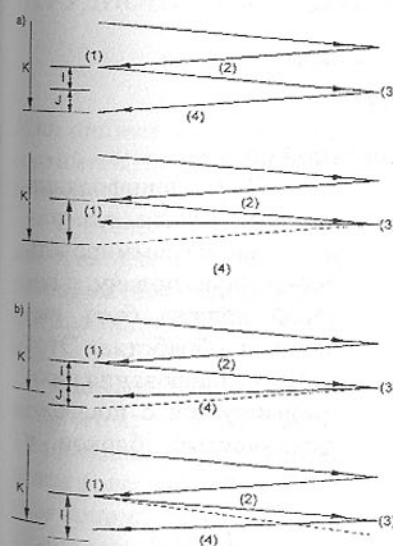


Рис.11. Окончание цикла G78 в случае, когда последняя глубина шлифования равна: заданной (а) или меньше заданной (б) [3]

Коррекция износа шлифовального круга во время постоянной правки

Цикл шлифования содержит параметр L , обозначающий номер реестра, в котором записывается величина коррекции износа шлифовального круга во время постоянной правки. Величина коррекции соответствует подаче правки. Можно применять реестры от $L1$ до $L400$. Пропуск слова L в блоке данных или запись $L0$ ведет к не выполнению коррекции размера шлифовального круга.

Автоматическая коррекция диаметра шлифовального круга после правки

После каждой правки шлифовального круга происходит автоматическая коррекция его диаметра на величину правки, значения которой записываются в реестр памяти. Одновременно сравнивается заданный минимальный диаметр шлифовального круга с действительным диаметром, с заданной максимальной величиной, величиной коррекции и количеством правок шлифовального круга.

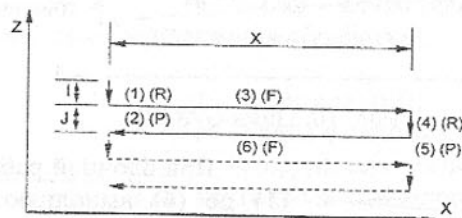
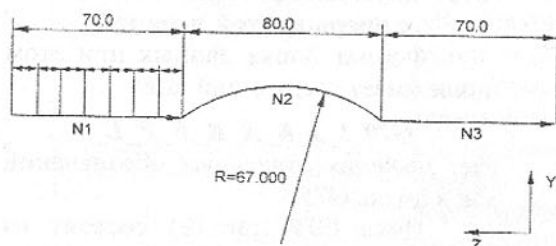


Рис.12. Цикл G79 [3]

Профильное шлифование с поперечной подачей



При шлифовании профиля детали возможно запрограммировать поперечную подачу, с которой должна быть выполнена обработка. Этот способ шлифования программируется с последовательностью блоков в виде:

Рис.13. Пример использования функции G161 [3]

G161 R _

Блоки данных, описывающие обработку

G160

где G161 – функция, включающая профильное шлифование с поперечной подачей;

R – подача;

G160 – функция, отменяющая этот вид шлифования.

Пример программирования шлифования профиля с поперечной подачей показан на рис.13. В блоке N0 происходит вызов профильного шлифования с подачей $R=10$ мм.

Блок N1 описывает движения по прямой линии вдоль оси Z на длине 70 мм. В блоке N2 описаны движения по окружности с радиусом $R=67$ мм, на плоскости Y-Z, при этом блок N3 снова задает движение по прямой на длине 70 мм. В блоке N4 происходит отмена обработки профиля при помощи профильного шлифования с поперечной подачей.

Список литературы: 1. Prospekty firmy Fanuc. 2. GE Fanuc Automation. Computer numerical control products – Series 16i/18i/21i. Turning manual (MTB). November 1999. 3. GE Fanuc Automation. Computer numerical control products – Series 16i/18i/21i. Milling manual (MTB). November 1999

Статья поступила в редакцию 06.06.2002 г.

АНАЛИЗ ПЛОСКОГО ШЛИФОВАНИЯ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ ТОРЦОМ КРУГА

Польшиakov В.И. (ЧГИЭУ, г. Чернигов, Украина)

Main outlines and technologies of grinding hard machined materials have been considered. Interrupted and depth grinding technologies have been determined to be most effective.

В отечественной и зарубежной практике применяются различные схемы плоского торцового шлифования; односторонние и двусторонние с расположением шпинделей в горизонтальной и вертикальной плоскостях, как для обдирочного, так и для чистового, а также отделочного шлифования.

Методы плоского шлифования в зависимости от движений шлифовального круга и заготовки можно классифицировать на девять групп (рис. 1): прямолинейное плоское шлифование изделий горизонтальным шпинделем (рис. 1а); прямолинейное плоское шлифование изделий вертикальным шпинделем (рис. 1б); плоское шлифование изделий вертикальным шпинделем при горизонтальном плоском вращательном движении их на круглом столе (рис. 1в); двустороннее шлифование вертикальными шпинделями при прямолинейном движении изделий (рис. 1г); двустороннее шлифование изделий вертикальными шпинделями при горизонтальном плоском вращательном движении их на круглом столе (рис. 1д); двусто-

роннее шлифование горизонтальными шпинделями при плоском прямолинейном движении изделий (рис. 1е); двустороннее шлифование изделий горизонтальными шпинделями при плоском прямолинейном возвратно-поступательном их движении (рис. 1ж); двустороннее шлифование изделий горизонтальными шпинделями при плоском вращательном движении их на круглом столе (рис. 1з); двустороннее шлифование изделий горизонтальными шпинделями при плоском вертикальном маятниковом их движении (рис. 1и).

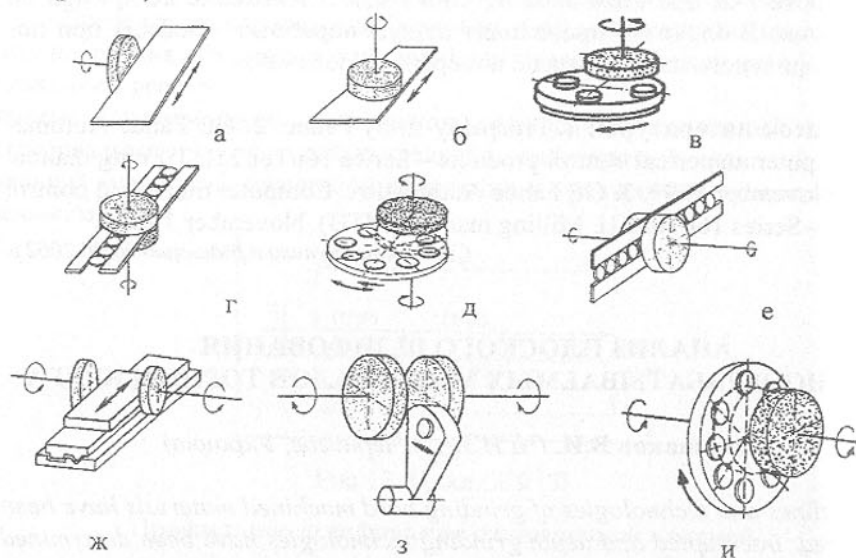


Рис. 1. Методы плоского шлифования торцом круга

Обработка твердых сплавов с целью получения высокоточных режущих пластин является сложной технической проблемой в силу особенностей их физико-механических свойств (большая хрупкость, малая намагничивающая способность) и нарушения геометрической формы изделий после спекания (коробление). Все это создает большие трудности при разработке новых технологических процессов, направленных на повышение производительности шлифования с учетом достижения заданного качества обработанных поверхностей.

При плоском торцовом шлифовании и заточке режущего инструмента из твердого сплава и керамики применяются в основном три способа: многопроходный, глубинный и упругий.

В основном обработка плоскостей твердосплавных изделий осуществляется на плоскошлифовальных станках малопроизводительным способом многопроходового шлифования торцом или периферией круга (рис. 2)

с закреплением изделий на магнитной плите (рис. 3б) или на столе с помощью механического или вакуумного прижима (рис. 3а) или сепаратора (рис. 3в).

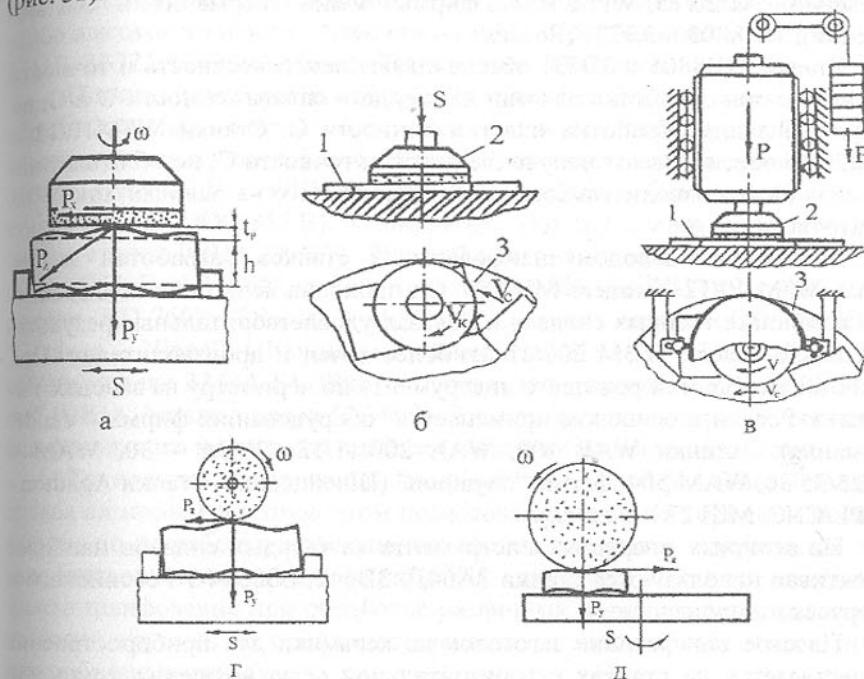


Рис. 2. Схемы шлифования плоскостей труднообрабатываемых материалов (а – торцовое шлифование с плоским прямолинейным движением заготовок; б – торцовое шлифование с плоским вращательным движением заготовок; в – торцовое шлифование с плоским вращательным движением заготовок и постоянной силой прижима круга; г – периферийное плоское шлифование с прямолинейным движением заготовок; д – периферийное плоское шлифование с плоским вращательным движением заготовок).

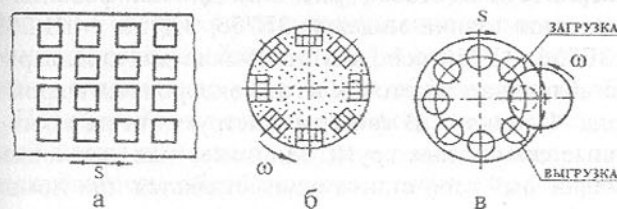


Рис. 3. Схемы крепления заготовок (а – вакуумный стол; б – магнитная плита; в – сепаратор)

При шлифовании плоскостей режущих, а также опорных пластин из твердого сплава и керамики применяются плоскошлифовальные станки моделей WBM 20/15, WFM 10/12, фирмы "Vendt" (Германия) и "Хольм" (Швеция), ТШ8805 и ЗЭ731 (Россия).

Станки ТШ8805 и ЗЭ731 обеспечивают неплоскостность и точность по толщине при обработке пластин из твердого сплава точности U и G, но не пригодны для обработки пластин точности C. Станки WFM10/12 и WBM20/15 обеспечивают получение пластин точности C, но обладают недостаточной производительностью. Количество их на заводах также не достаточно.

Московским заводом шлифовальных станков разработан аналог станка WFM 10/12 – модель МШ280. Он проходил испытания на Московском комбинате твердых сплавов и показал удовлетворительные результаты. Станок модели WBM 200/21 наиболее точен и производителен. При обработке плоскостей режущего инструмента по периметру на заводах Украины и России в основном применяется оборудование: фирмы "Vendt" (Германия) – станки WAE 100, WAE 200/11/12, WAM – 30, WAM – 300/25/35/36, WAM 504, фирмы "Agathon" (Швейцария) – станки Agathon – 250 PL/CNC, МШ 289 (Россия).

На заточных операциях инструмента из твердых сплавов наиболее эффективно используются станки ЗА64Д, ЗВ642, ВЗ208ФЗ Российского и Белорусского производства.

Плоское шлифование заготовок из керамики для приборостроения осуществляется на станках с горизонтальной осью вращения круга или вертикальной осью вращения торцом круга. Шлифование периферией круга характеризуется односторонней обработкой с заданной подачей на глубину резания. Станки, реализующие эту схему обработки, могут быть с прямоугольным столом – модели ЗГ71, 3711, ЗЕ711В (рис. 2 а, г), или с круглым столом – модели ЗБ740, ЗБ741, ЗД741 (рис. 2 б, д).

Станки для торцового шлифования керамики, могут работать с заданной подачей, или с постоянной силой прижима (давлением) круга к обрабатываемой поверхности заготовок (рис. 2 в). Для шлифования с заданной подачей применяют станки моделей ЗЕ756, ЗД756, МШ-259, 3111. Станки моделей ЗЕ756, ЗД756 используют обычно для предварительной обработки крупногабаритных заготовок из высокопрочных марок керамики, например марки "Поликор". В качестве инструмента на таких станках применяют алмазные сегментные круги. Многоместная установка заготовок на круглый магнитный стол станка осуществляется при помощи промежуточных деталей – металлических плоскопараллельных пластин – подложек (спутников). Для закрепления заготовок на спутниках обычно используют парафино-канифольный клей.

При обработке магнитных материалов в основном используются плоскошлифовальные полуавтоматы ЗП722, ЗП740Л и ЗП756Л. Единичное производство опытных образцов требует использования станков высокой и особо высокой точности – плос станки МШ-259 ("Микрон – 1Г"), ЗЕ711А, 3711Б, ЗБ721, FF-350 "Абаверк" ("Abawerk", Германия).

Плоская двусторонняя обработка поверхностей заготовок из труднообрабатываемых материалов осуществляется из опыта мировой практики на станках следующих фирм: "Vendt" (Германия, станки моделей WBM 300/21, WBM 200/21, WBM 200/R2), "Daisho Seiki – Corporation" (Япония, станок модели DDG 355 B), "Станковерт" (Россия, станок модели МШ 282 аналог станка WBM 200/21), "Bennet" (Англия, станки модели DG-1, DG-500), "C.H. Bach" (ФРГ, станки модели DS-600), "KOYO" (Япония, станки модели KD-760), "Diskus Werke" (ФРГ, станки модели DDS 300RPD), "Gardner – Nippel" (Япония, станки модели SDG-5), "Giustina" (Италия, станки модели 3344А-Е), "Sim" (Швеция, станки модели RRF-660), "Gardner" (США, станки модели GV-600). Это станки с планетарным движением шлифовального круга дают наиболее высокую точность обработки.

Технология шлифования инструмента из вольфрамового твердого сплава алмазным инструментом исследована довольно хорошо и исследованиям по разработке эффективных систем алмазного шлифования твердых сплавов посвящено много работ [1], где авторы выявляют влияние режимов шлифования при обработке различных марок твердых сплавов алмазными кругами на производительность и качество обработки при ее разнообразных схемах.

Шлифование труднообрабатываемых материалов торцом круга значительно отличается от периферийного. При этом способе за счет увеличения площади контакта шлифовального круга и обрабатываемого изделия удается достигнуть наивысшую производительность при сохранении удовлетворительного качества обработанной поверхности.

Экономический анализ показывает: наименьшая стоимость обработки достигается при упругом с осцилляциями и глубинном способах шлифования с использованием алмазных кругов зернистостью 250/200. Применение жесткого многопроходного шлифования этими же кругами увеличивает стоимость обработки, более чем в 1,4 раза. Алмазно-электролитическое шлифование значительно увеличивает эффективность обработки твердых сплавов. Периферийное алмазное шлифование, осуществляемое в условиях небольшой площади контакта круга и изделия, позволяет получать меньшую шероховатость обработанного профиля, но значительно уступает торцовому в производительности.

В последних исследованиях, связанных с обработкой твердых сплавов и керамики, наибольший интерес представляет однопроводное глу-

бинное шлифование, обеспечивающее наибольшую производительность и экономичный расход алмазов. При данном способе обработки обычное соотношение между продольной подачей и глубиной резания ($S/t=2000:0,06=333000$) изменяется до меньших значений ($S/t=700$) за счет увеличения глубины резания и снижения продольной подачи. Производительность при этом повышается почти в 2 раза по сравнению с обычным многопроходовым шлифованием.

Результатами испытаний определено, что наибольшую эффективность при обработке твердых сплавов этим способом показывают связи MB1, MO4, MO13Э, B1-13.

Список литературы: 1. Польшаков В.И. Основы торцового шлифования труднообрабатываемых материалов: Монография. – Чернигов: ГКПРИО, 2000. – 331 с.

Статья поступила в редакцию 07.07.2002 г.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПЕНСИРУЮЩИХ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Польченко В.В., Богуславский В.А., Стодих Е.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В литературе имеется большой объем информации о теоретических и экспериментальных исследованиях напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатых муфт [1,2,3,4,5]. Значительно меньше опубликовано результатов экспериментальных теоретических исследований, посвященных определению нагрузок на опорах валов, вызванных работой зубчатых муфт. Проведенный анализ опубликованных работ позволил сформулировать цели и задачи экспериментального исследования работоспособности зубчатых муфт: исследование нагрузок на опорах валов в условиях широкого варьирования монтажных погрешностей и нагрузочно-скоростных характеристик привода, исследование конструктивных и технологических факторов, влияющих на нагруженность зубьев и опор валов.

Решение поставленных задач потребовало изготовления специальной установки и моделей зубчатых втулок и обойм, а также экспериментальных зубчатых муфт.

Результаты экспериментальных исследований показали, что характер взаимного расположения осей валов оказывает существенное влияние на нагруженность зубьев. Наиболее неблагоприятное распределение нагрузок наблюдается при смещении осей валов. На нагружение зубьев оказывает

влияние и соотношение ширины зуба втулки и расстояния между зубчатыми венцами.

При проведении исследований, связанных с изучением нагрузки на опорах соединяемых валов, ставилась задача проверить не только теоретические предположения, но и получить данные о компенсирующих свойствах зубчатых муфт, аналитическое описание которых, с учетом действия различных факторов, связано с определенными трудностями.

Конструкция экспериментальной установки (рис. 1) позволяет при помощи динамометрической опоры записывать осциллограммы опорных реакций, вызванных работой муфты.

Установлено, что любые из рассмотренных конструкций зубчатых муфт при любом взаимном расположении валов, вызывают в опорах дополнительные нагрузки. При работе зубчатой муфты, соединяющей несоосные валы, в результате действия сил трения, на рабочих поверхностях профилей зубьев появляются усилия, стремящиеся сместить зубчатую обойму в осевом направлении. Величина этого усилия зависит от взаимного расположения валов, а направление не зависит от направления вращения



Рис. 1. Экспериментальная установка: 1 – механизм нагружения муфты; 2, 5 – динамометрические опоры; 3, 4 – соединяемые муфтой валы; 6 – ось; 7 – привод

ния муфты и всегда направлено в сторону ведущего вала.

Результаты экспериментов хорошо согласуются с теоретическими предположениями о влиянии взаимного расположения осей соединяемых валов на характер распределения окружного усилия между зонами контактирующих зубьев.

Для анализа результатов экспериментальных исследований по нагруженности опор и сопоставления их с результатами расчета, усилие на опорах валов было представлено в виде

$$R = R_o + R_\omega = k_n (j_{\delta i} - C_r) \cdot C_{np} + (e_o - C_r \cos \gamma) m_{ob} \omega^2,$$

где первое слагаемое характеризует действие статических факторов разного характера в соединении $j_{\delta i}$, обусловленном сочетанием кривых накопленных погрешностей окружных шагов венцов полумуфт, способности само-

бинное шлифование, обеспечивающее наибольшую производительность и экономичный расход алмазов. При данном способе обработки обычное соотношение между продольной подачей и глубиной резания ($S/t=2000:0,06=333000$) изменяется до меньших значений ($S/t=700$) за счет увеличения глубины резания и снижения продольной подачи. Производительность при этом повышается почти в 2 раза по сравнению с обычным многопроходовым шлифованием.

Результатами испытаний определено, что наибольшую эффективность при обработке твердых сплавов этим способом показывают связи MB1, MO4, MO13Э, B1-13.

Список литературы: 1. Польшаков В.И. Основы торцового шлифования труднообрабатываемых материалов: Монография. – Чернигов: ГКПРИО, 2000. – 331 с.

Статья поступила в редакцию 07.07.2002 г.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПЕНСИРУЮЩИХ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Польченко В.В., Богуславский В.А., Стодих Е.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В литературе имеется большой объем информации о теоретических и экспериментальных исследованиях напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатых муфт [1,2,3,4,5]. Значительно меньше опубликовано результатов экспериментальных теоретических исследований, посвященных определению нагрузок на опорах валов, вызванных работой зубчатых муфт. Проведенный анализ опубликованных работ позволил сформулировать цели и задачи экспериментального исследования работоспособности зубчатых муфт: исследование нагрузок на опорах валов в условиях широкого варьирования монтажных погрешностей и нагрузочно-скоростных характеристик привода, исследование конструктивных и технологических факторов, влияющих на нагруженность зубьев и опор валов.

Решение поставленных задач потребовало изготовления специальной установки и моделей зубчатых втулок и обойм, а также экспериментальных зубчатых муфт.

Результаты экспериментальных исследований показали, что характер взаимного расположения осей валов оказывает существенное влияние на нагруженность зубьев. Наиболее неблагоприятное распределение нагрузок наблюдается при смещении осей валов. На нагружение зубьев оказывает

влияние и соотношение ширины зуба втулки и расстояния между зубчатыми венцами.

При проведении исследований, связанных с изучением нагрузки на опорах соединяемых валов, ставилась задача проверить не только теоретические предположения, но и получить данные о компенсирующих свойствах зубчатых муфт, аналитическое описание которых, с учетом действия различных факторов, связано с определенными трудностями.

Конструкция экспериментальной установки (рис. 1) позволяет при помощи динамометрической опоры записывать осциллограммы опорных реакций, вызванных работой муфты.

Установлено, что любые из рассмотренных конструкций зубчатых муфт при любом взаимном расположении валов, вызывают в опорах дополнительные нагрузки. При работе зубчатой муфты, соединяющей несоосные валы, в результате действия сил трения, на рабочих поверхностях профилей зубьев появляются усилия, стремящиеся сместить зубчатую обойму в осевом направлении. Величина этого усилия зависит от взаимного расположения валов, а направление не зависит от направления враще-



Рис. 1. Экспериментальная установка: 1 – механизм нагружения муфты; 2, 5 – динамометрические опоры; 3, 4 – соединяемые муфтой валы; 6 – ось; 7 – привод

ния муфты и всегда направлено в сторону ведущего вала.

Результаты экспериментов хорошо согласуются с теоретическими предположениями о влиянии взаимного расположения осей соединяемых валов на характер распределения окружного усилия между зонами контактирующих зубьев.

Для анализа результатов экспериментальных исследований по нагруженности опор и сопоставления их с результатами расчета, усилие на опорах валов было представлено в виде

$$R = R_o + R_w = k_n (j_{\delta i} - C_r) \cdot C_{np} + (e_o - C_r \cos \gamma) m_{ob} \omega^2,$$

где первое слагаемое характеризует действие статических факторов разного характера в соединении $j_{\delta i}$, обусловленном сочетанием кривых накопленных погрешностей окружных шагов венцов полумуфт, способности само-

центрирования муфты в пределах радиального зазора C , по центрирующей поверхности, жесткость системы C_{np} , зависящей от жесткости собственно зубьев и обода обоймы, k_n - учитывает распределение нагрузки в зоне контакта; второе слагаемое характеризует действие динамических факторов - исходного дисбаланса e_0 , обусловленного качеством балансировки деталей; $C_r \cos \gamma$ - изменение дисбаланса в связи с самоцентрированием обоймы; весовых $m_{об}$ и скоростных ω характеристик муфты.

Показано, что величина опорной реакции зависит не только от передаваемого муфтой крутящего момента, но также и от коэффициента трения f . Изменение коэффициента трения в пределах 1,15...2,00 приводит к из-

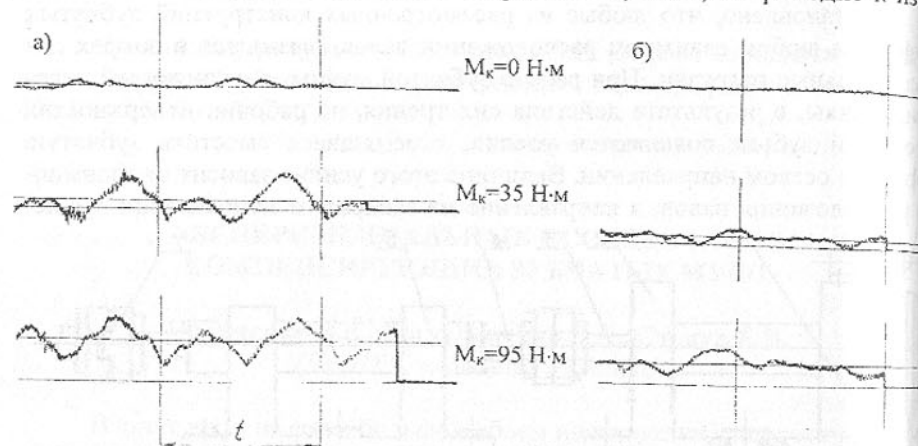


Рис. 2. Осциллограммы опорных реакций:

а) - $C_r < j_b$; б) - $C_r > j_b$;

менению опорной реакции в 1,4...1,5 раза.

Установлено, что муфты, выполненные с увеличенными радиальными зазорами, в отношении нагружения опор валов выгодно отличаются от муфт с $C_r < j_b$ (рис.2). По результатам осциллограмм компенсация эксцентриситета такими муфтами достигает до 70%. Анализ осциллограмм, полученных в результате исследования влияния расположения валов на нагружение опор (рис.3) показал, что наиболее неблагоприятным следует считать положение осей, характеризуемое их смещением. При этом величины опорных реакций в муфте с криволинейной образующей зубьев в среднем на 20% меньше, чем в муфте с прямолинейной образующей зубьев.

Усилие, смещающее зубчатую обойму в осевом направлении, возникает лишь при наличии смещения между осями соединяемых валов. При перекосе осей валов осевая сила отсутствовала, но наблюдалось осцилли-

рующее смещение зубчатой обоймы без соответствующего статического смещения в осевом направлении. Осевое усилие не зависит от величины угла перекоса осей соединяемых валов. Наличие смазочной среды, при прочих равных условиях, снижает величину осевых усилий на 35...40%. Этот факт указывает на то, насколько важным является вопрос создания конструкций уплотнений, которые бы обеспечили надежное сохранение смазочной среды в полости муфты при наличии погрешностей монтажа.

Различное сочетание сопрягаемых зубьев при сборке полумуфт и муфты в целом приводит к различному нагружению опор валов, что подтверждает аналитические зависимости [4,5] о влиянии погрешностей изготовления и синфазности сборки на характер нагружения зубьев, а следовательно, и опор валов.

Повышение податливости обода обоймы и втулки приводит к увеличению зоны нагруженности зубьев и более равномерному распределению нагрузки между ними [6], что в свою очередь приводит к уменьшению ре-

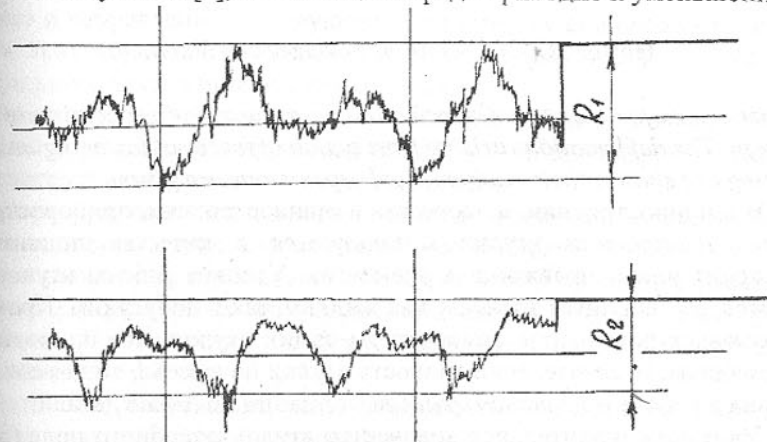


Рис. 3. Осциллограммы опорных реакций при различном расположении осей валов: а) - смещение; б) - перекос

зультирующих сил на опорах муфты. Толщина обода обоймы $h_{об}$ оказывает заметное влияние на нагруженность зубьев при $h_{об} < 0,6 m$, где m - модуль зацепления. Из этого условия можно выбирать толщину обода обоймы, если специальным расчетом показано обеспечение прочности обода.

Список литературы: 1. Айрапетов Э.Л., Косарев О.И. Зубчатые муфты. М., Наука, 1982. 2. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д., Колин Д.И. Податливость прямозубого зацепления. - В кн.: Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами. Наука, 1970, с. 19-77. 3. Попов

А.П. Расчет на изломную прочность бочкообразных зубьев зубчатых муфт. – Труды КуАИ. Куйбышев, 1973, вып. 55, с. 128-136. 4. Польшенко В.В., Соловей А.В. Распределение нагрузки между зубьями зубчатой муфты // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. международных научных трудов. Донецк, 1998 Вып. 5. с. 177-181. 5. Попов А.П. зубчатые муфты в судовых агрегатах. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с. ил. – (Качество и надежность). 6. Poltchenko V, Bogouslavsky V, Petrousenko L, Slehat A, Influence du construction des accouplements a dentures sur la charge des appuis des arbres accouplees (Francaise, Resume en Roumain) Bulletin of the Politechnic Institute of Jassy. Tomul XLVIII(LII) Supliment 1., 2002.

Статья поступила в редакцию 16.04.2002 г.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ ТОНКОСТЕННЫХ ВТУЛОК

Попов Д.В. (ДонГАСА, г. Макеевка, Украина)

In paper the major factors influencing on the accuracy of processing of bushes are given. The deformations arising from action of forces of fastening and forces of cutting are shown, their mathematical expressions are given.

В машиностроении, в частности в станкостроении, приборостроении и двигателестроении втулки используются в качестве подшипников скольжения или направляющих элементов. Условия работы втулок определяются повышенным трением, как жидким, так и полусухим. Кроме того это вызывает повышение температуры самих втулок, что приводит к их деформациям. В случае, если точность втулки не высока, то возможны нарушения в работе и неравномерные деформации по длине детали.

Учитывая значительное количество втулок подобного рода (десятки тысяч в год), вопросы производительной и точной обработки поверхностей втулок приобретают актуальное значение.

К рассматриваемому классу деталей возможно отнести и тонкостенные оболочки, которые в машиностроении представлены цилиндрами, а для двигателей внутреннего сгорания это гильзы цилиндров.

Внутренняя поверхность большинства деталей рассматриваемого класса являются рабочими и к ним предъявляются повышенные требования по точности и чистоте обработки.

Обработка внутренних и наружных поверхностей для обеспечения точности размеров по седьмому качеству и выше может включать после чистового точения тонкое обтачивание (расточивание) или шлифование.

Но последний метод более предпочтителен ввиду большей производительности и меньшей стоимости.

Выбор величины припуска под обработку во многом зависит от требуемой точности обрабатываемой поверхности. Вместе с тем, увеличение величины припуска повышает точность обработки, но увеличивает время (за счет увеличения количества рабочих ходов). Поэтому возникает необходимость оптимального сочетания величины припуска и режимов обработки, которые обеспечат требуемую точность рабочей поверхности гильзы при оптимальной производительности процесса обработки.

Анализ опыта изготовления маложестких деталей, в частности втулок и гильз цилиндров, показал, что особое внимание уделяется отклонению формы детали, а потом уже другим качественным характеристикам (шероховатости, волнистости и др.), но при этом не учитывается весь комплекс факторов, вызывающих эти отклонения. К таким факторам относятся следующие [1]:

1. Место и направление действующих на заготовку сил обработки и закрепления, которые вызывают упругие и тепловые деформации заготовки как в продольном, так и в поперечном ее сечении.
2. Переменная жесткость заготовки из-за переменной толщины стенок, полученной в результате неточности обработки на предыдущих операциях или конструктивных элементов готовой детали.
3. Температура, возникающая при обработке в теле заготовки, приводит к тепловым деформациям, а несимметричное тепловое нагружение, особенно биметаллических втулок, когда коэффициенты линейного расширения различны для различных материалов, приводит к возникновению различных тепловых напряжений и деформаций в теле заготовки, что обуславливает отклонение формы.
4. Остаточные напряжения, неравномерность распределения которых в слоях заготовки приводит к ее деформации.
5. Исходное отклонение формы заготовки.

Перечисленные факторы во многом взаимно связаны, поэтому при разработке технологических процессов изготовления маложестких деталей необходимо учитывать явление технологического наследования, которое предполагает, что применительно к высокоточным деталям рассматривается вся совокупность технологических операций, выявляются связи и взаимозависимости параметров, создаваемых на предшествующих и последующих операциях [2]. При этом возникает необходимость рассматривать и учитывать комплекс факторов, влияющих как на отклонение формы так и на шероховатость, волнистость и другие качественные характеристики поверхностей.

На искажение формы и размеров оболочек при обработке как наружных так и внутренних поверхностей непосредственное влияние оказывают упругие деформации системы в направлении действия поперечной составляющей силы резания P_y . Эти деформации обуславливаются прежде всего действием силы P_y и отчасти силы P_x . Что же касается деформации в направлении силы P_z , то их влияние настолько мало, что ими можно пренебречь.

Наибольшее распространение при обработке внутренних поверхностей гильз получил распространение способ, при котором деталь закрепляют в самоцентрирующем патроне с регулирующими кулачками или в специальном приспособлении, установленном на шпинделе станка (рис.1). Закрепленная таким образом деталь вращается, шлифовальный круг, вращающийся вокруг своей оси с большей частотой, совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя продольную и поперечную подачи и удаляя за каждый ход тонкий слой металла с поверхности отверстия. Длина дуги соприкосновения круга с поверхностью отверстия зависит от соотношения диаметра круга и диаметра отверстия. При большем диаметре круга увеличивается интенсивность обработки, но при этом увеличивается радиальная сила, отжимающая шпиндель и снижающая точность обработки.

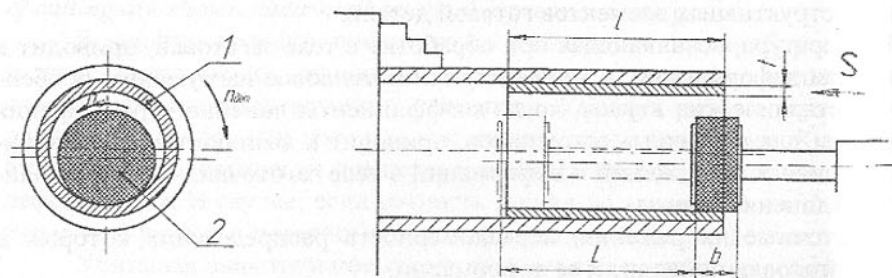


Рис. 1 Схема обработки отверстия втулки: 1- обрабатываемая деталь; 2- шлифовальный круг

Особенностью процесса обработки тонкостенных втулок является сложное деформированное состояние стенок в процессе обработки, которое является источником остаточных напряжений и упругих деформаций заготовки. Это является причиной появления неточности обработки поверхностей.

При рассмотрении тонкостенных втулок необходимо учитывать и деформации не только оси в продольном направлении, но и самих стенок, возникающие в поперечном направлении. При этом на поперечную де-

формацию оказывают влияние не только силы резания, но и силы закрепления. В процессе обработки они не изменяются при одном закреплении, поэтому принимаем их как статические нагрузки равномерно распределенные по окружности в зоне закрепления. Рассматривая тонкостенную втулку как тонкостенную оболочку, внутренние напряжения в детали в месте ее закрепления определяются как

$$\sigma_r = -\frac{q \cdot R^2}{2 \cdot R \cdot \delta - \delta^2} \left(1 - \frac{(R - \delta)^2}{p^2} \right).$$

Перемещение в радиальном направлении в этом случае

$$u = -\frac{q \cdot R^2}{2R\delta - \delta^2} \cdot \frac{P}{E} \left(1 - \mu + (1 + \mu) \frac{(R - \delta)^2}{p^2} \right).$$

У наружной поверхности при $p=R$ возникают

$$\sigma_r = -q; \quad u = -\frac{qR}{E} \left(\frac{1 + \eta^2}{1 - \eta^2} - \mu \right),$$

где $\eta = 1 - \frac{\delta}{R}$;

δ - толщина стенки втулки;

q - распределенная нагрузка от сил закрепления P_z ,

$$q = \frac{P_z}{2\pi \cdot R};$$

R - наружный радиус втулки.

С увеличением толщины стенки $\delta \rightarrow R$ величина прогиба уменьшается ($u \rightarrow 0$). Зависимость величины деформации материала втулки от сил закрепления в патроне от толщины стенки показана на рис. 2.

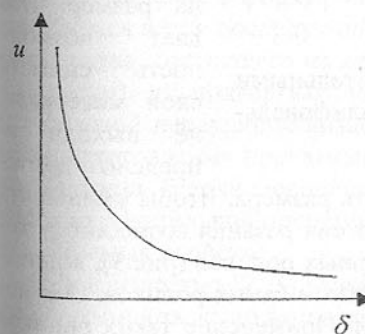


Рис. 2. Зависимость величины деформации детали от толщины стенки

Указанные выше деформации значительно влияют на точность обработки. Для снижения их влияния необходимо определять оптимальные силы закрепления, обеспечивающие минимальные начальные деформации детали, которые в конечном итоге влияют на точность готового изделия.

Окончательной обработкой большинства втулок как для наружной так и для внутренней поверхностей является шлифование. Сила резания при шлифовании можно рассматривать как

внешнюю сосредоточенную силу от которой втулка испытывает сложное деформированное состояние, описываемое при помощи теории оболочек.

Для уменьшения деформации втулки в процессе наружного и внутреннего шлифования необходимо уменьшать силу резания. Сила резания при шлифовании определяется из выражения [3]

$$P_z = C_p \cdot v^r \cdot t^x \cdot s^y \cdot d^q \cdot b^z, \quad (1)$$

где C_p , x , y , q , z , r — эмпирические коэффициенты,

d — диаметр шлифования;

b — ширина шлифовального круга;

v , t , s — соответственно скорость, глубина шлифования и продольная подача шлифовального круга.

Таким образом, необходимо определить оптимальные режимы, обеспечивающие минимальные деформации детали в процессе обработки. Кроме того необходимо подобрать оптимальные размеры режущего инструмента, обеспечивающие оптимальные значения силы резания. Из выражения (1) видно, что увеличение размеров круга приводят к увеличению силы резания, что приводит к снижению точности обработки, но к повышению производительности процесса.

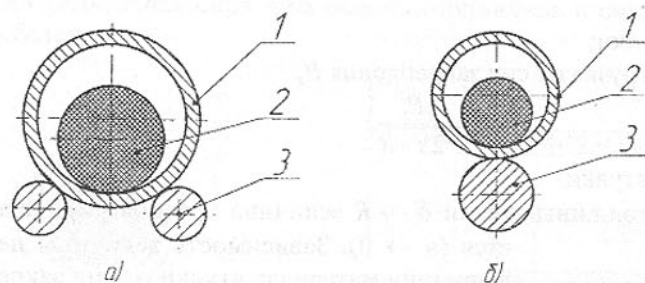


Рис. 3. Схема шлифования с дополнительными роликами: 1- обрабатываемая деталь, 2- шлифовальный круг, 3- опорный ролик

Наиболее оптимальным для процесса шлифования будет припуск, величина которого равна допуску на размер. Это дает возможность снимать слой материала, не выходя за пределы допуска.

ка, то есть обеспечить необходимую точность размера. Чтобы уменьшить деформации втулки в процессе обработки от сил резания возможно рекомендовать применение дополнительных опорных роликов (рис.3), количество которых будет зависеть от размера детали и самих роликов. Это позволит повысить точность обработки детали. Применение таких роликов позволит несколько повысить силу резания и тем самым повысить эффективность обработки поверхностей гильз и втулок.

Список литературы: 1. Матвиенко А.В., Михайлов А.Н. Перспективы совершенствования технологии изготовления маложестких деталей //

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. — Донецк: ДонГТУ, 2000, вып. 12.- с. 241 — 245. 2. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин.- М: Машиностроение, 1975.- 327 с. 3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова.- М.: Машиностроение, 1985.- 495 с.

Статья поступила в редакцию 07.06.2002 г.

ОСОБЕННОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЛЕГИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ В РАБОЧЕМ СЛОЕ ВЫСОКОХРОМИСТЫХ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ

Попова Е.Г. (ХИТУСХ, г. Харьков, Украина)

In the article the features of distribution of addition agents in a working layer of high-chromium mill rolls as-cast and after heat treatment are esteemed.

Повышение качества проката выдвигает все более высокие требования к свойствам формующего инструмента. В настоящее время наиболее эффективной технологией получения двухслойных прокатных валков является метод центробежного литья [1]. При изготовлении крупных листо-прокатных валков (массой 12 т) для формирования рабочего слоя применяют высокохромистые сплавы, отличающиеся стабильно высокой износостойкостью.

Исходной структуре высокохромистого сплава принадлежит решающее значение в формировании свойств. Влияние исходной структуры сохраняется и при последующей термообработке, поскольку из-за большой массы валка, состоящего из двух разнородных металлов (сердцевина — серый чугун), их подвергают низкотемпературным видам термообработки (без фазовой перекристаллизации). Термообработка — важный этап технологии изготовления прокатных валков с рабочим слоем из высокохромистого чугуна. В технологическом цикле термообработку используют в качестве окончательной операции для снятия напряжений и придания отливке требуемых свойств.

Как известно [2, 3] высокохромистые чугуны имеют ярко выраженную склонность к ликвационным явлениям и возникновению неоднородности в распределении легирующих элементов между фазами и внутри зерен аустенита. Степень неоднородности внутрифазового распределения элементов зависит от содержания их в сплаве и условий кристаллизации, а также и последующего охлаждения отливок. В процессе кристаллизации, происходит перераспределение хрома. Большая часть его входит в состав

карбидной фазы. Свойства сплава определяются характером межфазового распределения компонентов.

Чтобы выявить закономерности и особенности формирования структуры высокохромистых сплавов, а также ее изменения при термообработке исследовали сплав с содержанием 17% Cr, 2,58% C, 0,74% Si, 1,10% Mn, 0,07% P, 0,04% S, 1,28% Ni, 0,98% Mo, 0,03% Mg методом рентгеноспектрального микроанализа, что позволило более детально изучить распределение легирующих элементов в нем.

Выявлены карбиды с содержанием хрома 10,6 – 13,2%, в которых отсутствует молибден, количество марганца в них не превышало 1,1%. На основании литературных данных [2, 4, 5, 6] можно сделать вывод об их принадлежности к карбидам цементитного типа. Карбиды, содержащие 34,6 – 39,9% хрома, 1% молибдена, 0,56 – 0,8% марганца, могут быть отнесены к спецкарбидам типа $(Cr, Fe)_3C$. В структуре также выявлены карбиды, содержащие от 10,1 до 36,8% хрома и от 4,32 до 15,9% молибдена. По-видимому, эти карбиды относятся к сложным соединениям типа $(Cr, Fe, Mo)_{23}C_6$ [5, 6].

Формирование карбидов сопровождается значительным обеднением, легирующим компонентом пограничных с ними зон твердого раствора. Распределение химических элементов по зерну первичного аустенита оценивали методом рентгеноспектрального микроанализа. Шаг измерения составлял 5 мкм. Как показали исследования, содержание хрома в зерне первичного аустенита изменяется от 4,7% в пограничной с карбидом области до 14,9% в центре зерна (рис.1). Установлено, что кремний преимущественно концентрируется в матрице. Его содержание в пограничной с карбидом области повышено (1,8 – 2,2%) по сравнению с центром зерна, где его концентрация не превышает 0,7 – 1,7%.

Содержание молибдена в матрице изменялось от 0,6 до 5,2%, а никеля от 0,4 до 2,8%. Выявлены также зоны, не содержащие никеля и молибдена. Это может быть результатом выделения вторичных карбидов, содержащих молибден, и интерметаллидов. Марганец распределен равномерно и его количество в карбидной фазе и матрице практически равно.

При изучении распределения элементов по сечению рабочего слоя, выявлено, что наибольшая ликвация по его глубине наблюдается у кремния и молибдена, содержание которых увеличивается к переходной зоне в 1,5 – 1,8 раза. Содержание никеля, хрома и марганца практически не изменяется по глубине рабочего слоя.

После двойного отжига при температуре 500°C (продолжительность термообработки – 214ч, скорость нагрева и охлаждения – 20°C/ч) среднее содержание легирующих элементов в карбидной фазе практически не изменилось. Концентрация хрома и кремния по зерну первичного аустенита

после термообработки выравнивается.



Рис. 1. Распределение хрома и кремния по зерну первичного аустенита

Проведенные исследования показали, что после термообработки валков происходит перераспределение хрома по глубине рабочего слоя (в литом состоянии хром распределялся практически равномерно). Так, на глубине 5мм содержание хрома составило 21,2%, а на глубине 55мм – 14,9% (рис. 2).

Высокая скорость нагрева и охлаждения приводят к возникновению больших термических напряжений, обусловленных температурными градиентами по сечению валка. По-видимому, диффузия хрома к поверхности рабочего слоя связана с градиентом напряжений, возникающим при термообработке валков [7]. При этом диффузионные потоки направлены так, чтобы создать концентрационные неоднородности в сплаве [8, 9]. В процессе диффузии устанавливается такое распределение концентрации элементов, которое является равновесным в поле действующего градиента напряжений. Теоретическими оценками [7] показано, что для снижения уровня напряжений и обеспечения наиболее равномерного распределения хрома скорость нагрева и охлаждения не должна превышать 10 – 15°C/ч.

Таким образом, исследование структуры рабочего слоя методом рентгеноспектрального микроанализа позволило выявить неоднородность распределения элементов в зерне первичного аустенита. Содержание хрома изменяется от 4,7% в пограничной с карбидом области до 14,9% в цен-

тре зерна. Содержание никеля, хрома и марганца практически не изменяется по глубине рабочего слоя. Выявлена неоднородность распределения кремния и молибдена, их содержание увеличивается к переходной зоне в 1,5 – 1,8 раза. Карбидная фаза высокохромистого сплава представлена карбидами цементитного типа, спецкарбидами $(Cr, Fe)_7C_3$, а также сложными соединениями на основе Fe, Cr и Mo. Концентрация легирующих элементов в карбидной фазе изменяется в широких пределах.

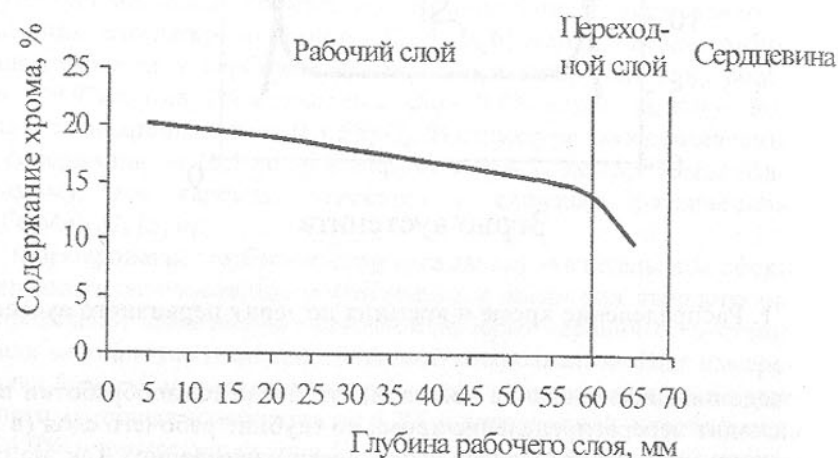


Рис. 2. Распределение хрома по глубине рабочего слоя после термообработки

Проведенные исследования показали, что после термообработки происходит перераспределение хрома по глубине рабочего слоя. Так, на глубине 5 мм содержание хрома повышается до 20,2%, а на глубине 55 мм – не превышает 14,9%. Диффузия хрома к поверхности рабочего слоя связана с градиентом напряжений, возникающим при термообработке валков. Теоретическими оценками показано, что для снижения уровня напряжений и обеспечения наиболее равномерного распределения хрома скорость нагрева и охлаждения не должна превышать 10 – 15°C/ч.

Список литературы: 1. Мартини Ф., Гостев К.А. Опорные и рабочие валки фирмы "Гонтерманн – Пайперс" для станов горячей прокатки. // Сталь. 1998. №1. С. 42-44. 2. Бобро Ю.Г. Легированные чугуны. – М.: Металлургия, 1976. – 288с. 3. Лев И.Е. Карбидный анализ чугуна. – Харьков: Государственное научно-техническое издательство литературы по черной

и цветной металлургии, 1962. – 180с. 4. Григорович В.К. Электронное строение и термодинамика сплавов железа. – М.: Наука, 1970. – 292с. 5. Блантер М.Е. Металловедение и термическая обработка. – М.: Машгиз, 1963. – 416с. 6. Гольдшмидт Х.Дж. Сплавы внедрения. – М.: Мир, 1971. – 2т. 7. Скобло Т.С., Попова Е.Г. Методика разработки режимов термической обработки массивных двухслойных валков с рабочим слоем из высокохромистого чугуна // Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов в машиностроении: Сб. докл. Второго Международного симпозиума. – Ч.1. – Харьков. – 2001. – С.182-186. 8. Бокштейн Б.С. Диффузия в металлах. М.: Металлургия, 1978. 248с. 9. Смирнов А.А. Физика металлов. Изд-во „Наука“. Главная редакция физико-математической литературы. 1971. 112с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

К РАСЧЕТУ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ МАССИВНЫХ ТЕЛ В УСЛОВИЯХ РАДИАЦИОННОГО НАГРЕВА

Постольник Ю.С., Огурцов А.П. (ДзГТУ, г. Днепродзержинск, Украина)

Elaborated calculating formula for thermointensive state of the bodies with base form in conditions of non-linear (radiation) heat exchange has been proposed

О необходимости учета температурных напряжений при назначении технологических режимов нагрева металла давно указывается практически во всех книгах (учебного, научного, справочного характера) по печной теплотехнике, но непосредственной разработке методик их расчета посвящены немногие работы ([1,2] и некоторые другие). Как известно, для вычисления температурных напряжений необходимо знать температурное состояние тела, которое определяется решением соответствующей краевой задачи теплопроводности. И если решение этой тепловой задачи по какой-то причине затруднено, то проблема исследования термонапряженного состояния тела значительно усложняется. Это, например, относится к радиационному теплообмену, лежащему в основе печной теплотехнологии нагрева металла в условиях металлургического и машиностроительного производств.

Зачастую применяемые инженерные методики расчеты процесса лучистого нагрева приемлемы для термически тонких тел ($Sk \leq 0,1 \dots 0,2$). Для тел же, обладающих чувствительной тепловой инерцией, эти методики более-менее удовлетворительно определяют температуру поверхности, но менее точно – температуру центра и температурный перепад. И погрешность вычисления последних возрастает с увеличением термической мас-

сивности слитков.

Краевые задачи теплопроводности в случае термомассивных тел, становясь существенно нелинейными (нелинейность II-го рода, заложенная в граничном условии Стефана-Больцмана), точных решений не имеют. Поэтому разработке надежных методик расчета процесса радиационного нагрева массивных тел посвящено крайне мало работ [3,4], и то наиболее удачная из них [3] приемлема при значениях критерия Старка $Sk \leq 2$ за пределом начального периода нагрева ($Fo \geq 0,3 \dots 0,4$).

Однако, если такие методики в какой-то мере могут удовлетворить инженерную практику результатами расчета температурного состояния слитка, то для использования при расчетах термонапряженного состояния они менее приемлемы. Термические напряжения, во-первых, существенно зависят от температурного перепада, а, во-вторых, максимального (опасного) значения достигают в самой начальной стадии разогрева холодного слитка. Оба эти фактора неудовлетворительно определяются указанными методиками.

В работах [5-7] изложено новое уточненное решение задачи симметричного радиационного нагрева массивных тел базовой формы (ТБФ), полученное [8] методом эквивалентных источников (МЭИ) в рамках известной [9] модели термического слоя (МТС).

Так, на втором (упорядоченном) этапе нагрева ($\tau \geq \tau_0$) это решение имеет вид:

$$\theta_2(\rho, \tau) = \theta_{2n}(\tau) - \frac{Sk}{2} [1 - \theta_{2n}^4(\tau)] \left[1 + W(\theta_{2n}) (1 - \rho^2) \right] (1 - \rho^2); \quad (1)$$

$$W(\theta_{2n}) = Sk \theta_{2n}^3(\tau) / [3 + 4Sk \theta_{2n}^3(\tau)], \quad (2)$$

где введены обозначения

$$\left. \begin{aligned} \theta(\rho, \tau) &= T(\rho, \tau) / T_c; \quad \theta_o = T_o / T_c; \quad \rho = r / R; \\ \tau &= Fo = at / R^2; \quad Sk = \sigma_g T_c^3 R / \lambda \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Температура $\theta_{2n}(\tau)$ поверхности определяется трансцендентным уравнением

$$\Omega(\theta_{2n}) - \Omega(\theta_{2n}^o) = (1 + m) Sk (\tau - \tau_o); \quad (4)$$

$$\Omega(\theta_n) = \varphi(\theta_n) + \frac{Sk}{3} \psi(\theta_n); \quad (5)$$

$$\varphi(\theta_n) = \frac{1}{2} [\arctg \theta_n(\tau) + \arctg \theta_n^o(\tau)]; \quad (6)$$

$$\psi(\theta_n) = -\ln [1 - \theta_n^4(\tau)]. \quad (7)$$

Здесь τ_o — время окончания этапа прогрева тел плоской ($m=0$), ци-

линдрической ($m=1$) и сферической ($m=2$) формы; $\theta_n^o = \theta_n(\tau_o)$ — температура поверхности в момент $\tau = \tau_o$. Вычисляется θ_n^o по решению алгебраического уравнения $\theta_n^{o4} + a_1 \theta_n^o = a_o$ ($a_1 = 2/Sk$; $a_o = 1 + a_1 \theta_o$):

$$\theta_n^o = \left(\sqrt{2a_1 / \epsilon - \epsilon^2} - \epsilon / 2 \right); \quad (8)$$

$$\epsilon = \sqrt{u + v}; \quad \left. \begin{aligned} u \\ v \end{aligned} \right\} = 3 \sqrt{\frac{a_1^2}{2} \pm \sqrt{\Delta}}; \quad \Delta = (4a_o / 3)^3 + (a_1^2 / 2)^2.$$

Имея θ_n^o , значение времени τ_o находим по формуле

$$3(1 + m)\tau_o = [\varphi_1(\theta_n^o) - \varphi_1(\theta_o)] - 1,5\theta_o [\gamma(\theta_n^o) - \gamma(\theta_o)] + \omega(\theta_n^o), \quad (9)$$

где $\varphi(\theta_n)$ (6);

$$\gamma_1(\theta_n^o) = -\frac{1}{4} \ln \frac{1 - \theta_n^{o2}}{1 + \theta_n^{o2}}; \quad \omega(\theta_n^o) = \frac{(\theta_n^o - \theta_o) \theta_n^o}{2(1 - \theta_n^{o4})} + \left(\frac{\theta_n^o - \theta_o}{1 - \theta_n^{o4}} \right)^2. \quad (10)$$

Подставляя избыточную функцию температуры $\bar{\theta}_2(\rho, \tau) = \theta_2(\rho, \tau) - \theta_o$ (1) в решения соответствующих задач несвязанной квазистатической термоупругости, полученные [5, 6] в рамках МТС для симметрично нагреваемых ТБФ, в конечном итоге приходим к следующим выражениям для температурных напряжений:

в пластине ($m=0$) —

$$\bar{\sigma}(\rho, \tau) = \frac{\Delta \theta(\tau)}{3[1 + W(\tau)]} [(1 - 3\rho^2) + W(\tau)(7 - 30\rho^2 + 15\rho^4)/5]; \quad (11)$$

в цилиндре ($m=1$) —

$$\bar{\sigma}_r(\rho, \tau) = \frac{\Delta \theta(\tau)}{4[1 + W(\tau)]} (1 - \rho^2) [1 + 2W(\tau)(2 - \rho^2)/3]; \quad (12)$$

$$\bar{\sigma}_g(\rho, \tau) = \frac{\Delta \theta(\tau)}{4[1 + W(\tau)]} [(1 - 3\rho^2) + 2W(\tau)(2 - 9\rho^2 + 5\rho^4)/3]; \quad (13)$$

$$\bar{\sigma}_z(\rho, \tau) = \frac{\Delta \theta(\tau)}{2[1 + W(\tau)]} [(1 - 2\rho^2) + 2W(\tau)(2 - 6\rho^2 + 3\rho^4)/3] - (1 - j)\bar{\theta}^*(\tau); \quad (14)$$

где для свободного цилиндра $j=1$, для закрепленного $j=\nu$,

$$\bar{\theta}^*(\tau) = [\theta_{2n}(\tau) - \theta_o] - \frac{\Delta \theta(\tau)}{2[1 + W(\tau)]} [1 + 2W(\tau)/3]; \quad (15)$$

в шаре ($m=2$) —

$$\bar{\sigma}_r(\rho, \tau) = \frac{2\Delta \theta(\tau)}{5[1 + W(\tau)]} (1 - \rho^2) [1 + W(\tau)(9 - 5\rho^2)/7]; \quad (16)$$

$$\bar{\sigma}_s(\rho, \tau) = \frac{2\Delta\theta(\tau)}{5[1+W(\tau)]} \left[(1-2\rho^2) + W(9-28\rho^2+15\rho^4)/7 \right]. \quad (17)$$

Здесь введены температурный перепад

$$\Delta\theta(\tau) = \theta_{2n}(\tau) - \theta_{2y}(\tau) Sk \left[1 - \theta_{2n}^4(\tau) \right] [1 + W(\theta_n)] / 2$$

и безразмерные напряжения

$$\bar{\sigma} = \sigma / K_\sigma; \quad K_\sigma = \alpha_T E T_c / (1 - \nu),$$

где α_m – коэффициент линейного температурного расширения; E – модуль упругости I-го рода; ν – коэффициент Пуассона.

Максимальные напряжения (растягивающие – в центре $\rho=0$, сжимающие – на поверхности $\rho=1$) возникают в момент τ_0 при температурном перепаде $\Delta\theta^0 = \theta_n^0 - \theta_{n0}$.

Следует заметить, что для повышения технологичности вычислительной процедуры разработанная нами [5-7] на основе решения (1) – (10) методика расчета температурного состояния ТБФ в условиях радиационного теплообмена в последнее время [10] дополнена блок-схемой и программой для использования ЭВМ. Используя это компьютерное обеспечение для определения температуры поверхности, по формулам (11) – (19) уже нетрудно составить алгоритмы и программы расчета температурных напряжений.

Список литературы: 1. Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали. – М.: Металлургиздат, 1962. – 567 с. 2. Самойлович Ю.А. Температурные напряжения при нагреве массивных тел простейшей формы // «Горение, теплообмен и процесс нагрева металла в печах»: Сб. науч. тр. ВНИИМГ. – Свердловск: Металлургиздат, 1963, в. 10. – С. 88-100. 3. Семикин И.Д., Розенгарт Ю.И., Гольдфарб Э.М. Нагрев массивных тел излучением // Сталь, 1956. № 3. – С. 252-256. 4. Кавадеров А.В., Блохин Е.П., Самойлович Ю.А. Расчет нагрева массивных тел при постоянной температуре излучателя // Сб. «Труды ВНИИМГ». Свердловск: Металлургиздат. 1960. № 6. – С. 27-43. 5. Постольник Ю.С. Приближенные методы исследований в термомеханике. – К. – Донецк: Вища шк., 1984. – 158 с. 6. Постольник Ю.С., Огурцов А.П., Решетняк И.С. Основы металлургической термомеханики – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 1998. – 360 с. ISBN 5-7763-8730-2. 7. Постольник Ю.С., Огурцов А.П. Нелінійна прикладна термомеханіка. – Київ: НМЦ ВО МОНУ, 2000 – 280 с. ISBN 5-7763-2753-9. 8. Постольник Ю.С. К вопросу о функции распределения температуры по сечению тел, нагреваемых излучением // Изв. вузов. Черн. мет., 1968. № 6. – С. 160-164. 9. Лыков А.В. Методы решения нелинейных уравнений нестационарной теплопро-

водности // Изв. АН СССР. Энергет. и трансп., 1970. № 5. – С. 109-150. 10. Постольник Ю.С., Огурцов А.П. Усовершенствование расчета радиационного нагрева массивных тел компьютеризацией уточненной аналитической методики // «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»: Международный сб. науч. тр. – Донецк: ДонГУ, 2001, в. 17. – С. 179-184.

Статья поступила в редакцию 24.04.2002 г.

РАЗРАБОТКА СПОСОБА ОТДЕЛКИ ПРОКАТА

Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л.

(НИИСТ НМетАУ, г. Днепрпетровск, Украина)

In activity the methods of finish of hire for metallurgical and mechanical engineering branch metal and polymer by abrasive wheels are described.

Для современного металлургического производства одной из больших проблем является проблема отделки проката для придания ему товарного вида. Для машиностроения, в котором прокат является одним из основных видов заготовки, важно, чтобы поверхности проката имели соответствующую последующему применению отделку. Так как обычно производство проката это непрерывный процесс, а изделия, получаемые вследствие этого, имеют большую продолжительность, отделка проката имеет высокую трудоемкость. Затруднения представляются в выборе метода отделки и его технологическом обеспечении.

В данной работе предлагается использовать для отделки круглого и листового проката, а также труб, вращающиеся металлические и полимер-абразивные круги.

Преимущество этого вида обработки перед альтернативными методами очевидно. Например, дробеструйная и пескоструйная обработки предполагают повышенный расход рабочей жидкости и сжатого воздуха, а также износ частей оборудования, таких как сопло, которое формирует рабочую струю. Все это вызывает значительные затраты на восполнение рабочих компонентов. Применяемые металлические круги из проволоки изнашиваются сравнительно меньше и не требуют особых приспособлений для реализации на любом производстве. Приведем несколько случаев наиболее типичных для данного метода.

Очистка листового проката одна из наиболее трудоемких операций в металлургии, т.к. листовой прокат представляет собой поверхность большой площади, что затрудняет ее очистку от окалины с двух сторон.

В результате проведенных исследований отделку листа предложено осуществлять по схеме, представленной на рисунке 1, где рабочим органом

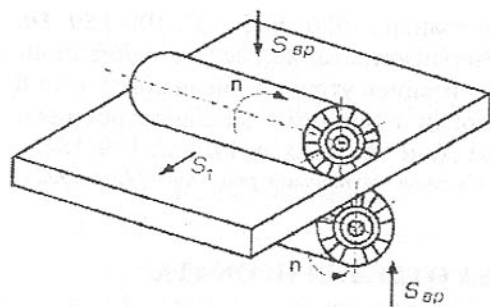


Рис. 1. Схема отделки листового проката двумя барабанами

руя этот параметр, можно управлять силой резания [1], необходимой для удаления окалины. Устанавливать барабан следует под некоторым углом (до 70°) к направлению прокатки с целью уменьшения рисков, нанесенных предыдущей обработкой. Обработка ведется на низких скоростях резания с тем, чтобы качественно удалить окалину.

При наличии на поверхности забоин, рисков, глубоко закатанной окалины удалить их с поверхности за один проход не удастся. Для удаления оставшейся окалины необходимо повторить обработку. Возможны следующие схемы обработки:

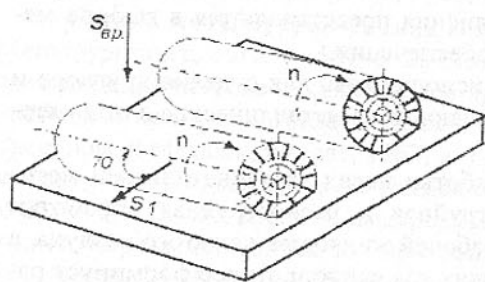


Рис. 2. Схема отделки листового проката двумя барабанами, установленными под углом

лась на встречу вращающемуся барабану по примеру встречного фрезерования (схема на рис.2).

Достоинства:

- 1) можно обработать большие по площади поверхности;
- 2) устраняется остаточная окалина без переустановки инструмента;

является барабан, набранный из дисковых металлических кругов. Длина барабана устанавливается в зависимости от ширины обрабатываемой полосы. В зависимости от требуемого качества очистки барабаны могут устанавливаться с одной или с двух сторон полосы (снизу и сверху). Металлические круги относятся к эластичным инструментам, что позволяет регулировать силу прижатия инструмента к обрабатываемой поверхности P_k . Регули-

А) установить барабан необходимой ширины и осуществить обработку в 2 прохода;

Недостаток: невозможность обработки больших по площади листов;

Б) установить два барабана из металлических кругов на некотором расстоянии друг от друга так, чтобы полоса двига-

В) Эта схема аналогична схеме Б) при условии, что второй из барабанов набран из полимер-абразивных кругов. Особенности этих кругов, описанных в [2], позволяет применять их для указанных работ;

Г) установить два барабана под углом (до 20°) друг к другу так, чтобы получилась сетка после обработки. Такая схема позволяет обрабатывать легированные стали с большим содержанием Ni, что делает их податливыми при обработке. При очистке таких листов возможно пластическое течение металла вслед инструменту таким образом изменение качества поверхности. При обработке листов большой толщины обычно предъявляются требования не к точности по толщине, а к внешнему виду изделия, по-

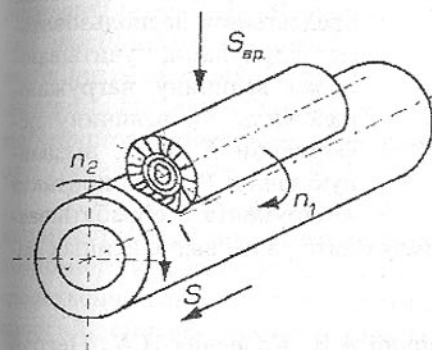


Рис. 3. Схема обработки трубной заготовки одним барабаном

этому обработка металлическими кругами таких пластичных материалов может привести к появлению направленных рисков на поверхности от контакта заготовки с кругами. Чтобы их уменьшить, следом за металлическим барабаном в работу вступает барабан с полимер-абразивными кругами.

Таким образом, описанные схемы позволяют очищать прокат достаточно быстро и эффективно.

Не менее актуальной является проблема очистки труб, получаемых прокаткой. Трубы покрываются изоляционным покрытием с различными эксплуатационными

требованиями. Для наилучшего сцепления покрытий с поверхностью необходимо очищать ее от окалины. Однако сцепление значительно повысится, если обеспечить на поверхности высокоразвитый микрорельеф. Для достижения указанных целей предлагается соответствующая обработка (рисунок 3).

На рисунке 3 представлена трубная заготовка, которой сообщается вращательное движение и поступательное движение подачи. В контакте с ней находится барабан, состоящий из металлических кругов. Перемещаясь относительно заготовки, круг, при сообщении ему соответствующих начальных условий (силы нагружения и величины деформации) не только очищает поверхность трубы от окалины, но и создает требуемый микрорельеф.

На рисунке 4 представлена схема обработки трубной заготовки барабаном, рабочая часть которого размещена внутри. Таким образом вра-

шающийся барабан очищает заготовку, которая движется через него. Так как внутренний диаметр барабана меньше, чем наружный диаметр трубной заготовки, то тем самым обеспечивается начальная деформация инструмента.

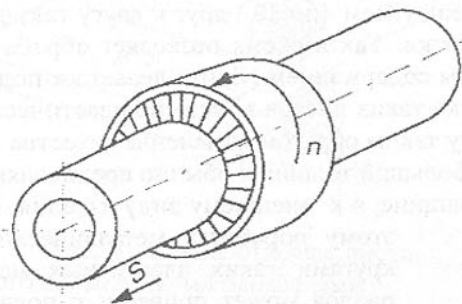


Рис. 4. Схема обработки трубы барабаном, с внутренней рабочей частью

мой поверхностью ϕ_0 , полученными в результате ранее выполненных работ. [1-5].

Список литературы: 1. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Расчет силовых параметров при шлифовании плоской поверхности эластичными кругами-щетками. - Вісник Інженерної Академії України, інформація по 2-й міжнародній науково-технічній конференції "Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве". - Харьков, 2000. - 164-169 с. 2. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет силы резания при шлифовании наружной цилиндрической поверхности эластичными кругами-щетками - «Прогрессивные технологии и системы машиностроения», Донецк, 2001, Вып. 15, 3. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет мощности резания при шлифовании наружной поверхности эластичными кругами-щетками - «Вісник Інженерної Академії Наук», спецвыпуск, 3-й выпуск КВ 2635, 2001, 4. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет крутящего момента при шлифовании наружной цилиндрической поверхности полимер-абразивными кругами-щетками, сборник начн. трудов конф. «MicroCAD-2001», 2001

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОТВЕТСТВЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ РЕСУРСОВ

Проволоцкий А.Е., Паршина Е.А.

(НМетАУ, ДГМА, г. Днепрпетровск, г. Краматорск, Украина)

The problems of the economy of the production resources are actual in the contemporary conditions of the mechanical industry. There has been developed the integrated technology for the improvement of the competitiveness of the important machineparts. The article was dedicated to the economic-mathematical modelling of the technological processes of the manufacture of the important machineparts in the conditions of the limited production resources. The economic-mathematical models were developed for each stage of the integrated technology. These work is the basical for running the production processis.

Технологические процессы изготовления ответственных изделий машиностроительного комплекса характеризуются комплексом технико-экономических показателей. Конкурентоспособность таких изделий непосредственно зависит от внедрения наукоемких ресурсосберегающих технологий, способствующих повышению эффективности промышленного производства.

В современных условиях машиностроительного производства экономия производственных ресурсов приобретает чрезвычайно важное значение. При изготовлении ответственных изделий вопросы экономии дорогостоящих легирующих материалов, режущих инструментов, сырья, энергии, оборудования, а также рабочего времени достаточно актуальны.

Одним из путей повышения эффективности производства в условиях ограниченных производственных ресурсов является использование методов экономико-математического моделирования производственных процессов в среде современных информационных технологий, с помощью которых возможно определение условий оптимального использования дорогостоящих материалов и энергии при обеспечении достаточного уровня рентабельности производства.

Постановка задачи заключается в определении оптимального объема выпуска каждого вида изделия из возможной номенклатуры производства, с учетом обязательных поставок по производственному заказу и возможности сбыта данной продукции, обеспечивающие при ограниченных производственных ресурсах максимальную суммарную прибыль для предприятия и требуемые технические условия поставки для заказчика продукции.

Для обеспечения требуемых условий поставки изделий ответственного назначения была разработана комплексная технология изготовления [1], которая охватывает совокупность технологических процессов и операций выплавки заготовки,ковки, термической и механической обработки. Производственный процесс, таким образом, состоит из нескольких технологических этапов, каждый из которых характеризуется своими технологическими особенностями. Выполнение технологических процессов должно осуществляться в условиях экономного использования производственных ресурсов и достижения при этом необходимых качественных показателей. Для решения поставленной задачи предлагается комплекс экономико-математических моделей, учитывающий особенности технологических этапов производственного процесса (рис. 1).

Представим обобщенную экономико-математическую модель.

Обозначим: x_j ($j = 1, 2, \dots, n$) - число единиц продукции P_j , запланированной к производству с использованием m видов ресурсов;

b_i ($i = 1, 2, \dots, m$) - запас ресурса S_i ;

a_{ij} - число единиц ресурса S_i , затрачиваемого на изготовление единицы продукции P_j (числа a_{ij} называются технологическими коэффициентами соответствующего технологического этапа производственного процесса);
 C_j - прибыль от реализации единицы продукции P_j .

Экономико-математическая модель выпуска ответственных изделий машиностроительного комплекса в условиях ограниченных ресурсов в общей постановке примет следующий вид: необходимо найти такой план $X=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ выпуска продукции, удовлетворяющий системе ограничений по ресурсам предприятия:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot x_1 + a_{12} \cdot x_2 + \dots + a_{1n} \cdot x_n \leq b_1 \\ a_{21} \cdot x_1 + a_{22} \cdot x_2 + \dots + a_{2n} \cdot x_n \leq b_2 \\ \vdots \\ a_{m1} \cdot x_1 + a_{m2} \cdot x_2 + \dots + a_{mn} \cdot x_n \leq b_m \end{cases}, \quad (1)$$

с учетом ограничений по максимальным и минимальным поставкам соответствующих видов продукции:

$$x_{1\min} \leq x_1 \leq x_{1\max}; x_{2\min} \leq x_2 \leq x_{2\max}; x_{n\min} \leq x_n \leq x_{n\max}; \quad (2)$$

при котором целевая функция прибыли предприятия принимает максимальное значение:

$$F = C_1 \cdot x_1 + C_2 \cdot x_2 + \dots + C_n \cdot x_n \rightarrow \max \quad (3)$$

Решение поставленных задач выполним используя симплекс-метод. Дальнейшие исследования включают проведение экономикоматематического анализа полученных оптимальных решений, в частности по вопросу оценки степени дефицитности ограниченных ресурсов, в част-

ности, возможного уменьшения запасов дорогостоящих ресурсов без потери прибыли предприятия или возможного незначительного увеличения запасов дорогостоящих ресурсов при увеличении прибыли предприятия в большей степени, а также эффективности расширения номенклатуры производства за счет возможного освоения других более сложных изделий. Наиболее эффективным методом для решения поставленных проблем является использование объективно обусловленных оценок оптимального плана [2].

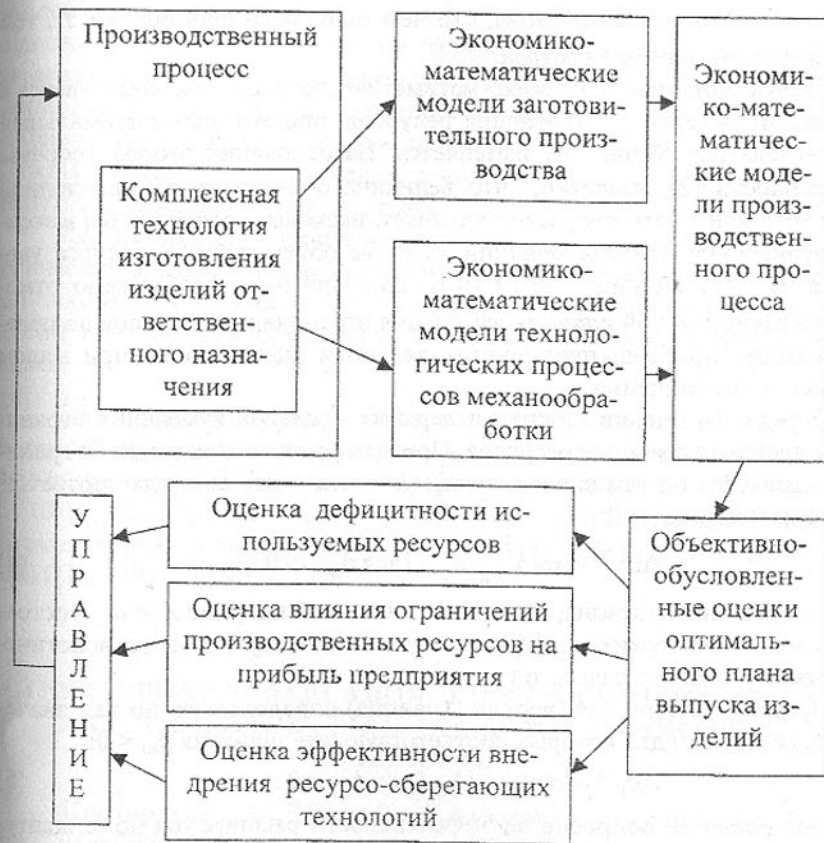


Рис. 1. Экономико-математический анализ производственного процесса изготовления ответственных изделий

В результате решения двойственной задачи получим значения объективно обусловленных оценок оптимального плана (Y_0). Используя эти величины определим дефицитность ресурсов. Согласно второй теореме двойственности [2]:

если $Y_i > 0$, то $\sum_{j=1}^n a_{ij} \cdot X_j = b_i$ - следовательно ресурс дефицитный, т.е. полностью используется в оптимальном плане; если $\sum_{j=1}^n a_{ij} \cdot X_j < b_i$, то $Y_i = 0$, - ресурс не дефицитный, не полностью используемый в производстве.

Используя полученные объективно обусловленные оценки оптимального плана (Y_i), проведем анализ степени дефицитности ресурсов на предприятии. Учитывая при этом, что чем выше величина оценки Y_i , тем острее дефицитность i -го ресурса.

Следующий этап экономико-математического анализа заключается в определении интервалов изменения ресурсов, при которых оптимальный план выпуска продукции не изменяется. На основании второй теоремы двойственности [2], известно, что величина объективно обусловленной оценки того или иного ресурса показывает, насколько возросло бы максимальное значение целевой функции, если бы объем данного ресурса увеличился на одну единицу: $\Delta F(X) = Y_i \cdot \Delta b_i$. При этом необходимо отметить, что точной мерой влияния изменения ограничений ресурсов на целевую функцию прибыли предприятия являются оценки лишь при малом приращении ограничения.

Определим оценки нижних и верхних пределов изменения ограниченных производственных ресурсов. Пределы уменьшения (нижняя граница) определяется по тем значениям X_k , ($k=1, \dots, m$) для которых соответствующие значения $d_{ki} > 0$:

$$\Delta b_i^{(-)} = \min \{x_k / d_{k,i}\} \text{ для } d_{k,i} > 0, \quad (4)$$

где d_{ki} - элементы матрицы, обратной к исходной матрице $A = a_{ij}$, состоящей из технологических коэффициентов соответствующего технологического этапа производственного процесса.

Пределы увеличения (верхняя граница) определяются по тем значениям X_k , ($k=1, \dots, m$) для которых соответствующие значения $d_{ki} < 0$:

$$\Delta b_i^{(+)} = \max \{x_k / d_{k,i}\} \text{ для } d_{k,i} < 0. \quad (5)$$

При решении вопросов об эффективности расширения номенклатуры производства или оценке эффективности сравниваемых технологий того или иного технологического этапа можно воспользоваться характеристикой способа производства, представляющей собой разницу между недополученной прибылью из-за отвлечения дефицитных ресурсов и полученной прибылью предприятия:

$$\Delta_j = \sum_{i=1}^m a_{ij} \cdot Y_i - C_j, \quad (6)$$

если $\Delta_j > 0$ - выгодно расширять номенклатуру изделий или соответственно предлагаемая технология эффективна; если $\Delta_j \leq 0$ - не выгодно расширять номенклатуру изделий или соответственно предлагаемая технология не эффективна.

Следует отметить, что на каждом технологическом этапе представляются свои особенности в плане ограниченности производственных ресурсов, обеспечения заданных технологических требований и получения прибыли предприятия. В частности на стадии выплавки исходной заготовки необходимо обеспечить требования по легирующим элементам, а также выдержать условия формирования заданной структуры металла. При выполнении операцийковки и комплекса операций термических обработок необходимо обеспечение заданного уровня требуемых физико-механических характеристик. Технологические операции механообработки должны гарантировать получение комплекса заданных точностных характеристик и качественных показателей.

Разработанные экономико-математические модели отдельных технологических этапов, а также экономико-математическая модель комплексной технологии положены в основу управления производственным процессом изготовления ответственных изделий машиностроительного комплекса.

Список литературы: 1. Проволоцкий А.Е., Паршина Е.А. Проблемы разработки комплексной технологии изготовления деталей ответственного назначения // Вісті Академії інженерних наук України. - 1999. - №4. - С. 10-12. 2. Горчаков А.А., Орлова И.В. Компьютерные экономико-математические модели: Учеб. пособие для вузов. - М.: Компьютер, ЮНИТИ, 1995. - 136 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

СТРУКТУРНАЯ РЕЛАКСАЦИЯ, ЭЛЕКТРОСОПРОТИВЛЕНИЕ И АКУСТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДЕФОРМИРОВАННОГО НИХРОМА¹

Прохоренко С.В., *Бояр З., **Адамяк С., Лозинський Б.Я.
(НУ "Львівська Політехніка", Україна, *Военно-Технічна Академія,
**Жешувський університет, Польща)

The nichrome is rolled with a different amount of deformation. Processes of structure relaxation and recovery of working properties is carried out with the help of a resistance and acoustic emission methods.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке фонда NATO Fellowship

В процессе эксплуатации нагревательных элементов нихром может подвергаться довольно значительной пластической деформации, при этом существенно изменяя удельное сопротивление и в результате — тепловой режим нагревательного устройства. В случае критического уровня деформации при необратимых структурных изменениях деградиационные процессы в материале могут ускорить его разрушение. Поэтому изучение процессов структурной релаксации в комплексе с физическими свойствами пластически деформированного нихрома представляет существенный практический интерес.

С термодинамической точки зрения вклад пластического деформирования в полную свободную энергию металла (F) можем представить суммой двух частей [1]. Первая часть реализуется в трансформации спектра упругих волн (фононов) в основном под влиянием точечных дефектов — она может быть представлена выражением:

$$F_T = 2RT \ln \frac{\nu}{\nu_0} \quad (1)$$

где ν — характеристическая частота колебания атомов; R — универсальная газовая постоянная.

Вторая часть представляет потенциальную энергию, заключенную в самих дефектах — это энергия напряженного состояния и её в достаточном приближении можно представить квадратичной функцией изменения объёма V :

$$U(V) - U(V_0) = \frac{k_B}{2} \frac{(V - V_0)^2}{V_0} \quad (2)$$

где $U(V_0)$ — потенциальная энергия атомов в их равновесном положении недеформированного состояния металла; $U(V)$ — потенциальная энергия атомов в деформированном металле, k_B — постоянная Больцмана.

Следует полагать, обе части свободной энергии взаимозависимы, однако в первом приближении их удобно представить суммой, поскольку первая часть кинетическая, а вторая — потенциальная:

$$F = F_T + [U(V) - U(V_0)] \quad (3)$$

В практически достижимых уровнях пластической деформации свободная энергия дефектов должна релаксировать в процессе рекристаллизационного отжига.

Учитывая правило Маттиссена, удельное сопротивление деформированного твёрдого раствора можно представить суммой трёх составляющих:

$$\rho = \rho_T + \rho_R + \rho_D \quad (4)$$

где ρ_R и ρ_D — соответственно — составляющие, обусловленные присутствием примесей и наличием дефектов. Эти слагаемые несущественно влияют на характер температурной зависимости сопротивления. Абсолютная

же величина сопротивления в соответствии с (4) может существенно возрасти под влиянием наклёпа [2].

Нихромы составляют исключение — они относятся к т.н. неоднородным твёрдым растворам, для которых наклёп сопровождается уменьшением сопротивления. Исходное структурное состояние растворов этого типа (k -состояние) определяется неравномерным распределением атомов компонентов в микрообъемах. В растворах этого типа пластическая деформация имеет обратное действие: она “выглаживает”, “растворяет” скопления атомов и обеспечивает статистическое относительно сорта распределение атомов [2, 3]. В результате электросопротивление деформированного нихрома должно уменьшаться, поскольку структурный порядок улучшится. Особенности k -состояния и связанные с ним релаксационные процессы изучены недостаточно.

Нихромовая проволока Х20Н80 в холодном состоянии прокатывалась нами в полосы с различными степенями пластической деформации ($\varepsilon = 20; 40; 60; 80; 90\%$). Электросопротивление полученных полос R_D изме-

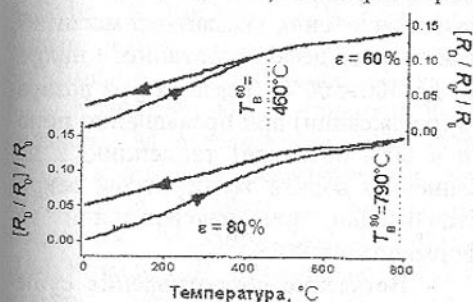


Рис.1. Температурная зависимость относительного сопротивления нихрома в процессе нагревания ($\Rightarrow$) и охлаждения ($\Leftarrow$)

рялось в изотермической зоне печи в режимах нагревания-охлаждения. Деформация нихрома закономерно сопровождается уменьшением сопротивления, а нагреванию сопутствует возрастание его температурного коэффициента. В результате сопротивление при определенной для данной деформации температуре (T_B — температура возврата) — достигает значений, свойственных недеформированному нихрому. Это иллюстрирует рис. 1., на котором экспериментальные результаты представлены в виде относительного сопротивления нихрома, предварительно деформированного на 60 и 80%. Как следует из рисунка — зависимость $(R_D - R_0)/R_0 = f(T)$ — нелинейная и достигает значения R_0 исходной отожженной проволоки лишь при температуре возврата T_B , имеющей вполне определенное значение для данной степени деформации. В последующих циклах нагревание / охлаждение — гистерезис сопротивления не повторяется, что логично объяснить возвратом структуры в исходное состояние неоднородного твёрдого раствора.

Дополнительную информацию даёт рис.2. Здесь кривая 1 показывает уменьшение относительного сопротивления при комнатной температуре в

зависимости от степени деформации нихрома: $(R_D - R_0) / R_0 = f(\epsilon)$. Зависимость представляется линейной до $\epsilon=60\%$ и ускоряется при более высоких значениях деформации. Характерным является то, что подобная, но ещё более чётко выраженная закономерность имеет место и на зависимости температуры возврата от деформации (кривая 2): характер этой зависимости резко возрастает после $T_B=460^\circ\text{C}$, соответствующей $\epsilon=60\%$. Столь чёткая корреляция не может быть случайной и свидетельствует о качественном изменении характера подвижности электронов проводимости при деформациях выше 60%. В связи с этим логично обратиться к идее Мотта [4] о том, что в процессах разупорядочения характер сопротивления изменяется тогда, когда неоднородности (флуктуации плотности) достигают размеров, соизмеримых с длиной свободного пробега электронов проводимости. В рассматриваемом случае речь идёт о формировании топологического разупорядочения указанного масштаба при нагреве деформированного нихрома до $400-500^\circ\text{C}$. Температура возврата (релаксации) при превышении порога в 60% проявляет тенденцию к насыщению вблизи температуры рекристаллизации при максимальной деформации $\epsilon=90\%$.

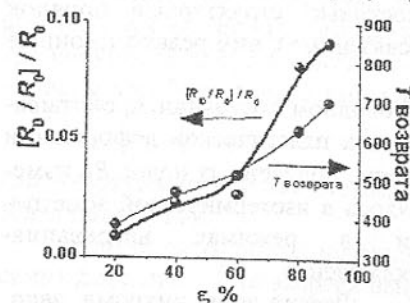


Рис.2. Относительное изменение сопротивления и температуры возврата исходного сопротивления в зависимости от степени деформации нихрома

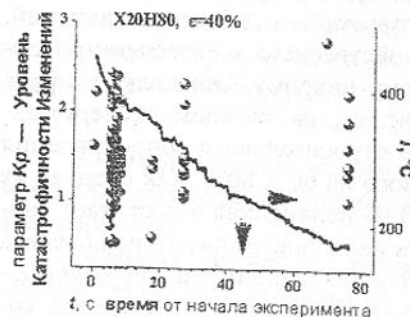


Рис.3. Кинетика изменения K_p в процессе охлаждения 40% деформированного нихрома

ветвление сопротивления существенно ниже температуры рекристаллизации — дополнительно свидетельствует о том, что разупорядочение осуществляется на субзеренном уровне. Исходя из соображений Мотта, полагаем, что топологические неоднородности имеют размеры длины свободного пробега, то-есть порядка 2-х ÷ 3-х межатомных расстояний. Они формируются в процессе отжига деформированного нихрома — свыше $400-500^\circ\text{C}$.

Интересные сведения о механизме деформирования, разрушения и восстановления к-состояния даёт изучение акустической эмиссии. На рис.3

приведена кинетика изменения параметра уровня катастрофичности (K_p) в процессе охлаждения полосы нихрома, предварительно деформированного до 80%. Критические значения параметра K_p отделяет события, имеющие место в материале исходного состояния от таковых, возникающих в процессах изменения физического (структурного) состояния [5]. Исходя из этого постулата, а также в соответствии с выводами, изложенными выше относительно изменения сопротивления, представленную на рис.3 картину можно интерпретировать следующим образом. В неупорядоченном статистическом растворе, каковым является нихром при высоких температурах, появляются флуктуации плотности, что сопровождается событиями некристаллического характера. Однако с приближением к температуре 400°C уровень катастрофичности сигналов возрастает, параметр K_p достигает высоких значений и формируется новое структурное состояние неоднородного твёрдого раствора с флуктуациями плотности наноструктурного масштаба.

Список литературы: 1. W. Prochorenko, N. Turczenko, E. Pleszakow, A. Bylica, S. Prochorenko, W. Czajka Внутренние напряжения и повторное формирование структуры после лазерного оплавления //Journal Solidification of Metals and Alloys. -1998. -№36. -Р.175-181. 2. Лифшиц Б.Г., Крапошин В.С., Линецкий Я.Л. Физические свойства металлов и сплавов. - М. Металлургия, 1980. -320с. 3. Богородицкий Н.П., Пасынков В.В., Тареев Б.М. Электротехнические материалы. -Л.Энергоатомиздат, 1985. -304с. 4. Мотт Д. Электронные процессы в некристаллических веществах. - М. Мир. -1982. -т2. -658с. 5. В.Я.Прохоренко, С.Ф.Філоненко, П.М. Коваль, С.В. Прохоренко, М.І. Бужанський. Ступінь інформативності методу акустичної емісії для діагностики металокопункцій //Вимірювальна техніка та метрологія. -1998. -№53. -С.94-97

Статья поступила в редакцию 05.06.2002 г.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ИМИТАЦИОННО-СЕТЕВОЙ МОДЕЛИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ВРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРОЦЕССА С УЧЕТОМ РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ

Пыряев В.В., Фоменко Н.М. (Виф ЮРГТУ(НПИ), г. Волгодонск, Россия)

The basic principles of the simulator-net pattern are analyzed in the article. With the help of this pattern the temporary characteristics of the technological process of object making are calculated. It is done taking into account the acci-

dental moments of time of equipment repair, the continuity of repair and the interrelation of the work done.

В настоящее время в учебниках по организации и планированию производства при расчете длительности производственного процесса не учитывается время простоя оборудования в ремонте, из-за отсутствия рабочих на рабочих местах. Продолжительность обработки партии деталей на одной m -операции технологического процесса зависит прямо пропорционально от n -размера обрабатываемой партии, t -штучно-калькуляционной нормы времени на операции и обратно пропорционально от $c(m)$ -числа работающих станков: $T_{обр}(m) = nt/c(m)$.

Остановка одного или нескольких единиц оборудования на выполнение как планового, так и внепланового ремонта существенно влияет на продолжительность обслуживания обрабатываемой партии. При отсутствии ремонта продолжительность обслуживания партии деталей равна длительности ее обработки. При остановке оборудования на ремонт необработанные детали перераспределяются между работающими станками с целью обеспечения равномерности загрузки оборудования. Длительность обслуживания партии деталей увеличивается и будет определяться как сумма времени на обработку деталей ($T_{обр}(m)$) и времени, которое было бы использовано на обработку деталей, если бы не выполнялся ремонт оборудования ($T_{необр}(m)$): $T_{обс}(m) = T_{обр}(m) + T_{необр}(m)$.

Ремонт оборудования может охватывать операционные циклы различных партий изделий, партий различных наименований. В ряде ситуаций часть ремонта может выполняться при обработке одной партии изделий, другая часть последующей партии. Существуют ситуации, когда ремонт одного или нескольких станков начинается и завершается при обработке одной партии изделий. В результате анализа различных ситуаций, связанных с ремонтом оборудования, установлено, что в общем случае длительность обработки партии деталей увеличивается на величину:

$$T_{необр}(m) = (T_{рем1}(m) + T_{рем2}(m) + T_{рем3}(m)) / c + T_{рем4}(m),$$

где $T_{рем1}(m)$ - суммарное время ремонта на технологической операции «м» тех единиц оборудования, ремонт которых начинается и завершается в период обработки рассматриваемой партии деталей;

$T_{рем2}(m)$ - суммарное время ремонта тех единиц оборудования, ремонт которых начинается при обработке рассматриваемой партии деталей, а завершается при обработке последующих партий;

$T_{рем3}(m)$ - суммарное время ремонта всех тех единиц оборудования, ремонт которых завершается в период обработки рассматриваемой партии деталей, а начинается при обработке предыдущих партий;

$T_{рем4}(m)$ - суммарное время увеличения обслуживания партии деталей на технологической операции (м) при уточнении времени завершения обра-

ботки партии деталей в ситуации, когда ремонт оборудования начинается в период обработки рассматриваемой партии деталей и завершается при обработке очередной;

На расчет составляющих времени $T_{необр}(m)$, а также соответственно на определение длительности и срока выполнения заказов, влияют следующие особенности производственного процесса:

- моменты времени внеплановой остановки оборудования на ремонт и длительность ремонта являются случайными величинами;
- работы по изготовлению изделий носят взаимосвязанный характер.

Для расчета временных характеристик производственного процесса с учетом случайного характера некоторых его параметров разработана имитационно-сетевая модель, в которой взаимосвязь выполняемых технологических операций учитывается с помощью принципов системы сетевого планирования и управления. Основные принципы построения данной модели с учетом ремонта оборудования выглядят следующим образом.

Производственный процесс изготовления изделий, заказов имитируется в последовательности и объемах установленных службой планирования предприятия самостоятельно или с использованием модели планирования производственной программы, основные положения которой описаны в работах [1-5]. Начальным моментом является текущее время. При работе имитационно-сетевой модели используются исходные данные модели по планированию производственной программы. Кроме того, на момент использования модели вводятся следующие данные:

- номера начального и конечного событий для каждой технологической операции «м» изделия j -го наименования;
- размер обрабатываемой партии j -го наименования и передаточной партии с операции на операцию;
- количество оборудования на технологической операции «м», участвующего в обработке партии изделий $c(m)$;
- параметры законов распределения случайных моментов выхода оборудования на ремонт и продолжительности ремонта.

Случайные моменты времени начала внепланового ремонта $T_{нр}(e)$, длительность ремонта $T_{рем}(e)$ e -го станка имитируются на ЭВМ по специально разработанной программе.

При изготовлении партии изделий j -го наименования изделия по принципам расчета временных параметров сетевой модели для каждой технологической операции определяются ранний срок начала работ, поздний срок ее завершения работ, резерв работ, длительность обработки, продолжительность обслуживания партии на технологических операциях, срок завершения обработки партии изделий и другие временные параметры производственного процесса.

Если случайные моменты остановки оборудования на ремонт и завершения ремонта попадают на период времени по обработке партии изделий на технологической операции (m), то вся продолжительность ремонта включается в $T_{рем}(m)$, что соответственно отражается на длительности обслуживания партии, раннем сроке завершения работ на данной технологической операции.

Если ремонт какой-то единицы оборудования начинается в период выполнения операционного цикла, а обработка партии деталей завершается раньше, чем ремонт, то рассчитывается продолжительность ремонта всего станка $T_{рем}(ce)$, выполняемого в период обработки партии изделий, как разность между моментами завершения обработки ($T_{обр}(j, m)$) и началом ремонта $T_{нр}(e)$. Данная величина включается в $T_{рем2}(m)$. Фиксируется число единиц оборудования, ремонт которых продолжается по завершению обработки партии деталей.

Для каждого станка, ремонт которого не завершился в период обработки рассматриваемой партии изделий, определяется момент завершения ремонта $T_{зарем}(ce)$. Если ремонт завершится раньше, чем обработается очередная партия изделий, то при ее рассмотрении время завершения ремонта в период обработки партии определяется как разность между моментом завершения ремонта и ранним сроком начала работ на технологической операции и включается в $T_{рем3}(m)$. Если продолжительность ремонта превысит длительность обслуживания очередной партии изделий, то время завершения ремонта будет равно времени обслуживания.

При расчете составляющих $T_{рем2}(m)$, т.е. при определении $T_{рем}(ce)$, момент завершения обработки был установлен как сумма раннего срока начала работ на технологической операции (m) и продолжительности обработки $T_{обр}(m)$. Однако ввиду того, что выполнялся ремонт станка (ce), время завершения обработки и соответственно время обслуживания увеличилось на величину $T_{ремоб}(ce) = T_{рем}(ce) / c(m) / ct(m)$, где $ct(m)$ — оставшееся после выхода в ремонт количество работающих единиц оборудования. Это величина определяется при выходе на ремонт каждого станка и включается в $T_{рем4}(m)$.

В процессе моделирования производственного процесса в ситуации, когда необходимо выполнить плановый ремонт, время его начала приравнивается к моменту завершения обслуживания очередной партии деталей, а затем осуществляются расчеты по вышеописанным принципам.

Расчет ранних и поздних сроков начала и окончания работ на технологических операциях осуществляется по принципам расчета параметров сетевой модели. В системе сетевого планирования и управления продолжительность работ задается в исходных данных. В разработанной авторами данной публикации имитационно-сетевой модели продолжительность

работ (продолжительность обслуживания) определяется каждый раз при расчете ранних и поздних сроков начала и окончания технологических операций и является случайной величиной ввиду того, что работы, выполняемые на технологических операциях, могут прерываться ввиду незапланированного ремонта оборудования, невыхода рабочих на работу по непредвиденным обстоятельствам.

Список литературы: 1. Пыряев В.В., Фоменко Н.М. Принятие руководителем решений в процессе планирования производственной программы машиностроительного предприятия с применением имитационной модели. Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века// Сборник трудов международной научно-технической конференции в г. Севастополе. - Донецк: ДонГТУ, 2001. Т.2 2. Пыряев В.В., Фоменко Н.М. Модель подготовки на ЭВМ управленческих решений в реальном (текущем) масштабе времени на примере планирования производственного плана. Ежем. журнал "Современные аспекты экономики" №12а. -СПб, 2002.- 279 с. 3. Пыряев В.В., Фоменко Н.М. Модель планирования производственной программы с учетом особенностей работы производственных цехов. Современные технологии в машиностроении: Сборник материалов V Всероссийской научно-практической конференции. Ч.II. - Пенза, 2002. 4. Пыряев В.В., Фоменко Н.М. Имитационное моделирование процесса переработки информации при подготовке различных вариантов решений при разработке производственного плана. Журнал Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион №1.- Ростов-на-Дону, 2002. 5. Фоменко Н.М. Имитационное моделирование процесса переработки информации при подготовке различных вариантов решений при разработке производственного плана на основе установления ограничений по материалам. Журнал Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион №3.- Ростов-на-Дону, 2002

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ОЦІНКА ТОВЩИНИ ДЕСТРУКТИВНОГО ШАРУ ПРИ КОНТУРНОМУ ГІДРОРІЗАННІ НЕМЕТАЛЕВИХ КОМПОЗИТИВ

Саленко О.Ф. (Кременчуцький державний політехнічний університет,
м. Кременчук, Україна)

In work the questions of maintenance of parameters of quality of products are considered processing by a jet penetration of a liquid. For a quantitative rating of quality of processing by the author it is offered to use system of parameters

reflecting geometrical and power ratio a surfaces of a procesable body. Bases of these parameters and their maintenance under production conditions will allow considerably to expand technological opportunities of a method of jet processing, to increase its efficiency and essentially to reduce the non-productive charges and losses from a spoilage.

Відомо, що обробка неметалевих матеріалів швидкоплинним струменем рідини є високопродуктивним, екологічно чистим методом, який полягає у керуваному локальному високоенергетичному навантаженні оброблюваної заготовки рідиною, що витікає зі струменеформуючого каналу сопла малого діаметра під тиском понад 150-400 МПа, в результаті чого в матеріалі відбуваються пружнопластичні та незворотні високоеластичні деформації, котрі, сягаючи критичних значень, викликають активне руйнування матеріалу.

Продуктивність процесу гідрорізання, яка виражається обсягом диспергованого за одиницю часу матеріалу, залежить від його міцності, тиску технологічної рідини, діаметра струменя та його компактності. Встановлено, що різання відбувається у разі, коли створюваний гідросистемою тиск перевищує критичний рівень, пропорційний межі міцності оброблюваного матеріалу, однак якість утворюваних поверхонь розділу при цьому залишається низькою. Гідрорізання з тиском 350-400 МПа та вищим значно покращує якість обробки, суттєво підвищує її продуктивність, одночасно викликаючи подорожчання в 1.5-2 рази. Тож можна констатувати, що на сьогоднішній головною перешкодою для впровадження струминних технологій у виробництво є необхідність придбання коштовного обладнання високого тиску (до 500 МПа), яке вимагає значних одноразових витрат та подальших затрат на його обслуговування.

Аналіз вартості обробки та її продуктивності, а також парку існуючого в нашій країні та за кордоном гідрорізного обладнання довів, що найбільш перспективним є використання гідрорізних систем, побудованих на дешевих мультиплікаторних пристроях, здатних створювати тиск до 250 МПа з витратою до 200 см³/с. У той же час гідрорізання композитів на вказаних режимах є нефективним і супроводжується низькою якістю отриманої поверхні розділу, розшаруванням та деструкцією прилеглої ділянки, відколами торця та ін.

Наведене дає підставу сформулювати важливу наукову проблему, яка полягає в розробці принципів керування струминним руйнуванням неметалевого композитного матеріалу в діапазоні тисків 150-250 МПа з метою його локалізації та мінімізації деструктивного шару на утвореній поверхні розділу, розв'язання якої дозволить значно підвищити ефективність даного метода, знизити собівартість та поліпшити якість обробки.

Фізична основа процесу гідрорізання, внаслідок якого утворюються нові поверхні розділу, полягає в струминній ерозії певного обсягу матеріалу, що знаходиться між основним тілом оброблюваної заготовки та її відокремленою частиною. При цьому руйнування матеріалу є наслідком процесів стиснення, розтягування, ерозії, розтріскування, зсуву, розповсюдження хвиль, кавітаційного пошкодження та зносу, котрі протікають у тілі та викликаються гідродинамічними локальними навантаженнями перепони – елементів поверхні у зоні різання оброблюваної заготовки при натіканні струменя.

Існуючі фізичні моделі процесу струминного руйнування твердого однорідного ізотропного тіла, розглядаючи різання у квазістаціонарній постановці, базуються на положенні, що струмінь рідини, володіючи виборною спроможністю проникати в мережу мікротріщин і викликати в останніх значні розтяжні напруги, формує таку напружену зону, в якій у центрі гідровпливу матеріал стиснуто, а на межі дії струменя (радіусом r_c), у так званій зоні передруйнування, при $r=r_c$ напруги різко змінюють свій знак на протилежний і стають розтяжними. Надання поступової подачі елементам технологічної системи призводить до перенесення гідровпливу на сусідню ділянку, а, відтоді, і до зміни на ній знаку напружень, в результаті чого ділянка сприйматиме знакозмінне навантаження, яке і викликає появу початкових мікротріщин. В подальшому утворені мікротріщини починають активно розповсюджуватися вглиб тіла у напрямку, перпендикулярному межовій площині $z=0$.

Вважається, що мікротріщини є наслідком процесів зсуву на межі пластичної та пружної зон (b_1), де при струминному навантаженні діють значні розтяжні напруження. Зароджуючись на початкових локальних дефектах оброблюваного тіла, мікротріщини розвиваються, зливаються, створюючи макротріщину, яка веде до відокремлення частки оброблюваного тіла (рис. 1).

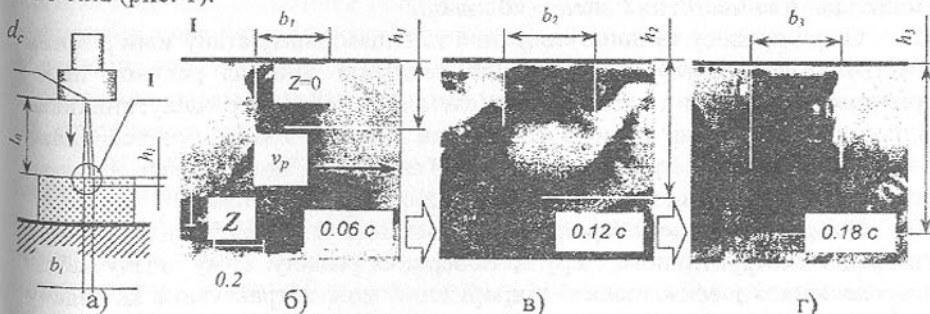


Рис. 1. Утворення і розвиток магістральних тріщин та зміна геометричних параметрів різ: а) – схема обробки; б) – г) – фото борозенки з торця в різні моменти часу

Поряд з цим аналіз стружкоутворення при різанні матеріалу ріжучим клином доводить, що напружений стан у верхівці тріщини, утвореної під дією ріжучого клина уздовж гіпотетичної поверхні різання, забезпечує розповсюдження тріщини в напрямку вектора швидкості головного руху. Теорія Гріфітса для пружних тіл, до яких можна віднести і розглянутий клас матеріалів, характеризує стабільну міцність за всіма напрямками, що дозволяє очікувати відхилення тріщини від початкового напрямку при $K_{II} \neq 0$ (зсуву) на певний кут $\chi = -\chi_c$, співпадаючий з напрямком максимального значення сили збурення P , що обумовлює розвиток тріщини. Якщо прийняти до уваги, що напрям тріщини завжди сприяє її розкриттю, то задача оцінки ймовірного напрямку розвитку тріщини при гідроструминному навантаженні зводиться до встановлення очікуваної епюри тиску на фронті руйнування, яка визначатиметься миттєвим положенням та розмірами елементів поверхні розділу або, іншими словами, геометрією зони різання, обумовленою швидкістю струминної ерозії, швидкістю подачі, властивостями та неоднорідністю матеріалу тощо.

Натікання струменя на поверхню, орієнтовану під кутом α відносно осі струменя, якою є елемент поверхні розділу, обумовлює напружений стан поверхневого шару, активізуючи процес тріщиноутворення та розгалуження мікротріщин, наслідком якого є відрив мікрочасток.

Стічний потік та оболонкова частина струменя, володіючи значною розвиненістю, викликає вторинне гідродинамічне циклічне навантаження торцевих поверхонь борозенки різи, в якій зароджені мікротріщини не досягли критичного розміру. Подальший розвиток останніх за певних умов супроводжуватиметься розшаруванням матеріалу (при $\sigma^* < [\sigma]$ на значній глибині залягання тріщини) або поверхневим відколом. Таким чином, кінцеве формування показників якості відбувається внаслідок вторинного струминного впливу, важливою характеристикою якого є амплітудний та частотний спектр коливань.

Отже, процесу тріщиноутворення та динамічному стану зони різання властива взаємообумовленість: зміна геометрії зони за рахунок переорієнтації, зникнення та появи нових елементів поверхні розділу, викликає відповідні зміни напруженого стану зони різання, з яким безпосередньо пов'язане утворення тріщин та їхнє розгалуження, що дозволяє вважати процес гідрорізання неметалевих матеріалів нестационарним.

Наслідком процесу зародження, зростання та розгалуження тріщин є утворення деструктивного шару на поверхнях розділу. Тому задачу забезпечення якості і ефективності гідрорізання можна трактувати як задачу локалізації струминного руйнування у зоні впливу струменя та мінімізації товщини деструктивного шару, розв'язання полягає у створенні оптималь-

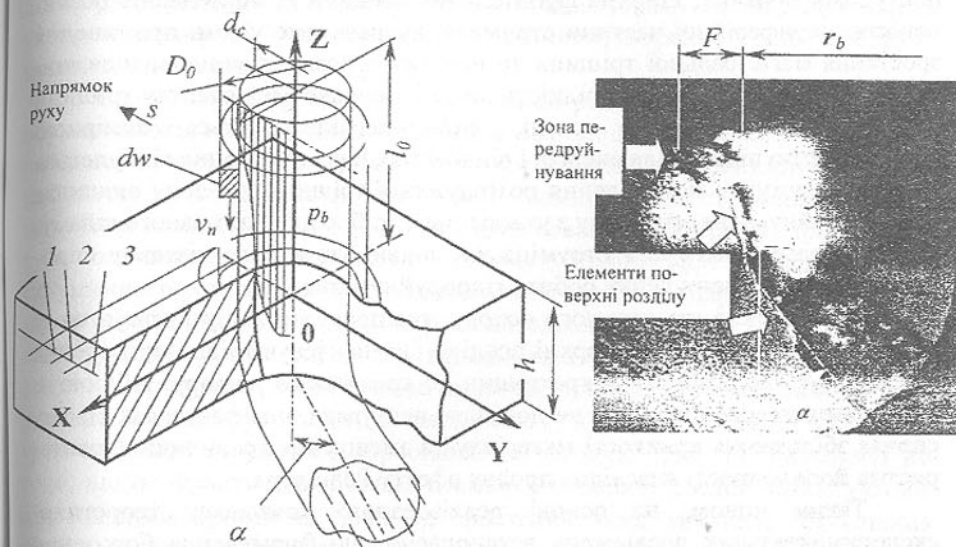


Рис. 2. Схема утворення поверхні розділу на фронті гідрорізання та мікрофотографія перетину в площині ZOY (x500)

них умов протікання нестационарних процесів струминного руйнування, обумовленого геометрією зони різання.

Розглянемо схему утворення поверхні розділу на фронті гідрорізання (рис. 2). Уявимо струмінь у вигляді коаксально розташованого компактного циліндричного ядра (d_c) з розвинутою зовнішньою оболонкою (периферійною частиною струменя D_0), в якій швидкість руху v_n елементарного обсягу рідини dw значно менша за швидкість v_c в ядрі, а, відтоді, під дією якого менше гідродинамічне навантаження поверхні. Виділимо такі зони на фронті гідровпливу: 1 – зона існування значних розтяжних напружень; 2 – перехідна зона спадання навантаження (вплив периферійною частиною); 3 – зона максимального струминного навантаження з виникненням значних стискуючих напружень.

Мікроскопічне дослідження зон різання відмінних за своїми властивостями матеріалів струменями рідини $d_c = 0.1 - 0.5$ мм, з достатнім рівнем достовірності дозволяє вважати, що зоною зародження та розвитку тріщин можна вважати малу фронтальну товщину F , котра є проміжком між границями першої та третьої зон і співпадає з проекцією оболонкової частини струменя на площину його натікання. У той же час відомо, що високі швидкості зростання навантажень v_c призводять до припинення збільшення довжини тріщини та початку її розгалуження. Отже, швидкість

поступової подачі s , ширина фронтальної товщини F , обумовлена розвиненістю периферійної частини струменя, визначатиме умови припинення зростання магістральної тріщини та початку її розгалуження: менша ширина ділянки F та більша швидкість подачі зменшує час розвитку тріщини у такому напруженому стані, який характеризується помірною інтенсивністю підведення енергії, і відповідно, її розгалуження відбудеться скоріше. Наступне потрапляння розгалуженої тріщини у 3 зону викликає активне руйнування матеріалу з утворенням дрібно диспергованого шламу. Частки шламу насичують струмінь та підвищують його різальну спроможність, виконуючи певну роботу гідроруйнування.

Розвиненість струминного потоку, яка проявляється у пульсуючому навантаженні елементів поверхні розділу, інтенсифікує тріщиноутворення та скорочує час розвитку мікротріщин до критичного розміру, змінюючи стан поверхневого шару, що не дозволяє нехтувати цим фактором. Цьому сприяє збільшення крихкості матеріалу та зменшення граничних характеристик його міцності внаслідок прояву ефекту Ребіндера.

Таким чином, на основі реалізованого комплексу теоретико-експериментальних досліджень встановлено, що формування борозенки різа та утворення деструктивного шару при гідрорізанні композитних матеріалів є наслідком розвитку, розгалуження і злиття тріщин у вертикальній та горизонтальній площинах під різними кутами відносно осі натікання струменя, які, в шарі наповнювача розвиваються переважно під кутами $3^\circ \dots 15^\circ$, а на поверхні адгезійного контакту армувального волокна з наповнювачем – уздовж цієї поверхні, в результаті чого створюються умови виникнення локальних відколів та розшарувань, розвиток яких обумовлюється дією гідравлічного клина, та відбувається утворенням дрібнодисперсного шламу. Отже, руйнування матеріалу в центрі прикладання гідровпливу є абстрагованим процесом одночасної роботи великої кількості мікроскопічних ріжучих клинів, напрям руху яких співпадає з напрямком розвитку тріщини, що розширює зону гідровпливу за межі зони безпосереднього натікання струменя.

Можна зробити висновок, що властивості струменя, у першу чергу, його компактність (D_0/d_c) та розміри (d_c), обумовлюють швидкість зростання гідродинамічного навантаження v_∞ початок та інтенсивність процесу тріщиноутворення, в результаті якого формується деструктивний поверхневий шар та відбувається формоутворення борозенки різи. Очевидно, розвиненість периферії струменя знижує інтенсивність зміни напружень на ділянці передруйнування, і призводить до безперешкодного зростання тріщин за межі струминного впливу, що погіршує якість обробки, збільшує товщину деструктивного шару, який розповсюджується на прилеглу до зони гідрірання ділянку. Використання компактного струменя малого

діаметра обумовлює інтенсивне диспергування шламу та покращує якість утвореної поверхні. Отже, параметром тріщиноутворення у зоні передруйнування можна вважати v_∞ .

Таким чином, формування борозенки різа та деструктивного шару обумовлюються послідовним процесом переміщення певного обсягу оброблюваного матеріалу від зони F , в якій технологічні фактори (струминний тиск, швидкість витікання рідини, компактність струменя), фізико-механічні властивості та структура оброблюваного матеріалу, прояв ефекту високочастотного навантаження та ефекту Ребіндера, а також параметри струминного устаткування обумовлюють зародження мікротріщин, їх концентрацію та ймовірні напрямки розповсюдження, до зони максимального навантаження, в якій активна дисипація тіла є наслідком розгалуження і злиття мікротріщин з наступним виносом продуктів руйнування із зони різання. Надання руху подачі зі швидкістю s та існування певної швидкості v_r заглиблення струменя в оброблюваний матеріал (рис. 1) призводить до того, що на фронті зони різання елементи поверхні розділу орієнтуються під певними кутами α (рис. 2), зростання яких викликає збільшення гідродинамічного навантаження бокової поверхні зони різання та відповідне збільшення товщини деструктивного шару. Максимальний кут нахилу становить $\alpha = \arctan\left(\frac{2r}{h_i}\right)$, причому зменшення величини заглиблення h_i струменя у тіло при збільшенні подачі s призводить до різкого погіршення якості поверхні розділу.

Гідрорізання композита як ортотропного матеріалу з максимальною продуктивністю (максимально допустимій подачі за умови повного розрізання перетину заготовки) дозволяє визначити початковий кут нахилу елементарних площинок руйнування у функції зміни швидкості заглиблення струменя на більш міцному шарі: $\alpha = \arctan\left(\frac{2r}{h(v_z/v_0)}\right)$, причому $v_z, v_0 = f(T) = \frac{(p-T)r_c^2 v_c}{Tr^2}$. У формулах: r – радіус струменя, h – товщина стінки виробу, v_z, v_0 – швидкість проникнення струменя у компоненти (шари) матеріалу, p – тиск технологічної рідини, $T=T_m$ – міцність наповнювача, v_c – швидкість витікання струменя, а $T=T'_m$ – міцність армувальних включень (для v_0, v_z відповідно). Для повного розрізання армованого матеріалу швидкість подачі струменя s_{pk} відносно оброблюваної поверхні необхідно зменшити до рівня

$$s_{pk} = s \frac{hM}{h + x(M-1)}; \quad M = \frac{(p-T_m)T'_m}{(p-T'_m)T_m}$$

s – подача, розрахована для випадку різання однорідного матеріалу з межею міцності, що дорівнює межі міцності композиції в цілому; x – параметр структури.

Внаслідок сприйняття зоною передруйнування пульсуючого гідродинамічного впливу, обумовленого розвиненістю оболонки струменя, густина початкових тріщин визнається площиною прикладання струминного навантаження, а їх розвиток обумовиться напруженим станом, який виникає у поверхневому шарі матеріалу при циклічному навантаженні по верхні.

Згідно з положеннями лінійної теорії руйнування, вивільнення енергії пружних деформацій $G = \frac{1-\nu^2}{E} A(V)k^2$ залежить від коефіцієнта інтенсивності напружень k , який визначається співвідношенням

$$k = \sigma_k + \left(\frac{b-l}{b} \right) \frac{3M_0 \sqrt{\pi a}}{2b^2} \cos(\omega t)$$

$$\text{причому } M_0 = \frac{2b}{3l} \frac{\frac{6\eta l^3}{\delta^3} \left(b - \frac{3}{4}l \right) \frac{d\delta}{dt} - \left[(0.5 + \varepsilon) \cdot 10^{-6} \rho v^2 \left(\frac{l^2}{2} - bl \right) \right]}{\cos(\omega t) - \frac{\delta}{h_0}}$$

l, b – геометричні параметри тріщини; δ – розкриття тріщини ρ – густина рідини; a – половина довжини тріщини; E – модуль пружності; ν – коефіцієнт Пуассону, ω – циклічна частота пульсуючого навантаження, h_0 – ширина тріщини при максимальному розкритті.

Прийнявши за основу положення про критичну швидкість руху тріщини, після якої вона починає розгалужуватися, та пов'язавши цей ефект з інтенсивністю навантаження, за критерій початку розгалуження тріщини встановлено різницю $(G-R)$.

Залежно від кількості циклів навантаження та напруженого стану поверхні, що обумовлюється швидкістю робочої подачі, геометричними параметрами струменя та його енергетикою, довжину тріщини до розгалуження при потраплянні у зону максимального струминного впливу визначено співвідношенням:

$$a_c = \frac{a_0}{\sqrt[n/2-1]{1 - \frac{1.09C(D_0 - D_a)C_p}{s_{rk} K(\rho/\Delta p)^{0.5}}}} \quad C = a_0^{n/2-1} \left(\frac{\sigma}{\rho_m} \right)^n \left(\frac{\rho_m}{\bar{c}} \right)^n \quad K = \frac{1}{\sqrt{\pi(n/2-1)}}$$

n, ρ_m – константа матеріалу та його густина, Δp – перепад тиску; C_p – параметр дисипації струменя, причому $C_p/(\rho/\Delta p)^{0.5} = F$,

$$\sigma = \sigma_k + \left(\frac{b-l}{b} \right) \frac{3M_0}{2b^2} \cos \omega t - \text{мікронапруження в основі тріщини, де } \omega = 2\pi F.$$

Пошукову товщину деструктивного шару визначено на основі встановлення довжини магістральної тріщини, яка, змінивши напрям свого розвитку при досягненні армувального волокна, розвивалася протягом часу дії циклічного струминного навантаження:

$$h_d = \frac{D_0 - D_a}{2} + \frac{a_0}{\sqrt[n/2-1]{1 - \frac{2.182 C_p C \sqrt{D_0^2/2 - D_a^2/2}}{s_{rk} K \left(\frac{\rho}{\Delta p} \right)^{0.5}}}} - x_c$$

D_0, D_a – діаметр струменя та діаметр активної частини струменя відповідно.

Зміна кута нахилу елемента поверхні розділу від α_1 до $\alpha_2 \rightarrow \pi/2$ при досягненні армувального волокна протягом часу t викликає появу гідроударного явища, внаслідок чого тиск зростає до рівня

$$p_p = 3K_p^{1.5} C^{1.5} \rho \sqrt{\frac{v}{K_3} \frac{t_0}{t}},$$

C – швидкість звуку в рідині, v – швидкість патікання струменя, K_p – коефіцієнт, що враховує властивості рідини та швидкість співудару струменя з оброблюваною поверхнею, t_0 – фаза удару.

Таким чином, сформульовані на основі лінійної механіки руйнування положення про особливості протікання процесу струминної ерозії неметалевого композита, дозволили запропонувати залежність для визначення очікуваної товщини деструктивного шару, виникаючому внаслідок процесів тріщиноутворення у зоні струминного різання на відкритих поверхнях розділу, яку можна використовувати для розрахунку режимів ведення обробки та оптимізації струминних технологій.

Список літератури: 1. Саленко О.Ф., Струтинський В.Б. Динамічна постановка задачі при оцінці ефективності гідрорізання неметалевих матеріалів. // Проблеми создания новых машин и технологий: Научные труды КГПУ. – Вып. 10. – Кременчуг, КГПУ, 2001. – с. 405-409. 2. Саленко О.Ф. Високоэффективные гидрорезания неметалевых ортотропных оболочек. – Высокие технологии: Развитие и кадровое обеспечение. – Харьков, НТУ “КПИ”, 2001. – с. 189-192.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Смиловенко О.О. (ИНДМАШ НАНБ, г. Минск, Беларусь)

In present work the methodical approach to valuation of quality functioning of technical system at different stages of its life - cycle is described. The problem of valuation of quality functioning is considered as multi criteria, and casual character of changeable parameters is taken into account.

В связи с высокими требованиями к качеству и надежности машин существенно меняется подход к их конструированию, разработке технологии изготовления, проведению диагностических, профилактических и ремонтных работ при их эксплуатации. В настоящее время получили широкое распространение работы по развитию системного подхода - методологической позиции, связанной с целостным рассмотрением технической системы и процессов ее создания и функционирования. Принцип системности требует одновременного и комплексного учета факторов, влияющих на качество функционирования системы в их взаимной связи и развитии.

Термин «качество функционирования» технической системы обозначает совокупность свойств, обуславливающих достижение требуемого результата в конкретных условиях функционирования.

Одно из самых важных требований системного подхода при исследовании технических систем заключается в необходимости рассматривать их во «времени» и «пространстве». Описание существования технической системы во «времени» приводит к понятию «жизненного цикла», а в «пространстве» - к понятию «внешней среды», с которой взаимодействует техническая система в процессе функционирования.

Рассмотрим более подробно структуру жизненного цикла сложной технической системы. Под жизненным циклом ТС понимается структура процесса ее разработки, производства и эксплуатации, охватывающего время от возникновения идеи создания системы до снятия ее с эксплуатации. Жизненный цикл, как правило, включает следующие стадии (фазы):

I. Формирование требований к системе и разработку технического задания (ТЗ).

II. Проектирование.

III. Изготовление, испытания и доводку опытных образцов технической системы.

IV. Серийное производство.

V. Эксплуатацию и целевое применение.

На всех стадиях жизненного цикла системы присутствует необходимость решения задачи оценки качества ее функционирования. На стадиях

I и II - это задачи, связанные с синтезом системы с заданными свойствами, прогнозированием параметров и характеристик будущей системы, сравнением альтернативных вариантов системы с целью найти наиболее соответствующий поставленным целям. На стадиях III и IV необходима оценка выполнения системой ее функций и выбор рациональных параметров. На стадии V - эксплуатации системы - задача оценки качества функционирования присутствует в виде диагностирования состояния технической системы и управления ее параметрами с целью обеспечения работоспособности и надежности.

Процедура оценки качества функционирования технической системы с использованием метода статистического моделирования на основе ЛПП - последовательностей изложена ниже.

Пусть выбранный критерий работоспособности K (выходной параметр) зависит от ряда «внутренних» параметров системы

$$K = K(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n), \quad (1)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ - конструктивные и эксплуатационно-технологические параметры, каждый из которых для конкретной системы в фиксированный момент времени может принимать любые значения из определенного для него интервала. Эти параметры образуют n -мерный многогранник объемом V , длина каждой из граней которого равна длине интервала соответствующего параметра в присущей ему размерности. Точки внутри данного многогранника характеризуют состояние системы по данному критерию при различных сочетаниях значений параметров.

Для реализации метода статистического моделирования в пространстве возможных изменений параметров выбираем N точек, для каждой из которых с помощью зависимости (1) находим значения критерия K . Значения критерия K располагаем в ряд по принципу возрастания. По полученной выборке значений строим кривую плотности распределения критерия $f(x)$. Таким образом, вводится понятие вероятностного критерия. Для каждого интервала Δ значений критерия K можно определить соответствующую вероятность P

$$P = R \{ K \in \Delta \}. \quad (2)$$

Можно сформулировать две задачи:

а) для интервала заданной длины найти такое его положение на распределении значений критерия K , чтобы вероятность P , определенная из (2), была максимальной;

б) для заданной вероятности P найти такой интервал Δ , чтобы его длина была минимальной.

Решение этих задач для случая равномерного распределения критерия K может быть осуществлено следующим образом.

1-ая задача (рис.1)

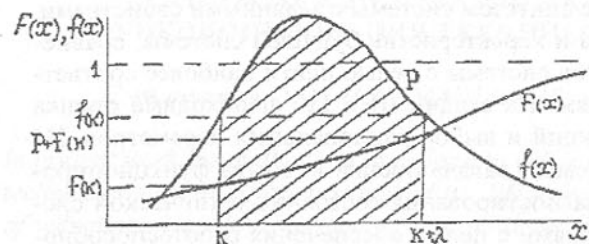


Рис. 1. Определение минимальной длины интервала

малости, определим P из условия

$$P = \int_K^{K+\Delta} f(x) dx \rightarrow \max \quad (3)$$

Для того, чтобы найти максимум вероятности P как функции от $\bar{K}$, вычислим производную и приравняем ее к нулю

$$\frac{dP}{d\bar{K}} = 0; \quad f(\bar{K} + \lambda) - f(\bar{K}) = 0, \quad \text{откуда} \\ f(\bar{K} + \lambda) = f(\bar{K}) \quad (4)$$

Решив уравнение (4) найдем такое значение $\bar{K} = \bar{K}^*$ при котором вероятность (3) будет максимальной. Из уравнения (4) видно, что интервал Δ следует выбирать таким образом, чтобы значения плотности вероятности на его концах были равны.

2-ая задача (рис.2).

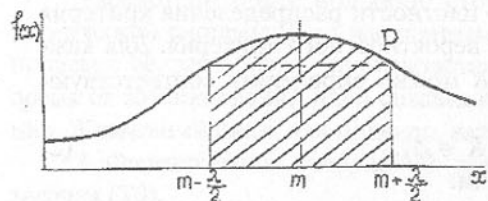


Рис. 2. Определение длины интервала для симметричного распределения

$$\frac{d\lambda}{d\bar{K}} = 0 \quad (6)$$

Примем, что длина заданного интервала Δ равна λ . Тогда выражение для Δ запишем в виде

$$\Delta = (\bar{K}, \bar{K} + \lambda),$$

где $\bar{K}$ - начало интервала Δ на распределении значений K . Учитывая требование макси-

Используя выражение (5) и, применяя правила дифференцирования обратной и сложной функций, вычислим производную

$$\frac{d\lambda}{d\bar{K}} = \frac{F'(\bar{K})}{F'(F^{-1}(P + F(\bar{K})))} - 1 \quad (7)$$

Учитывая, что

$$F'(\bar{K}) = f(\bar{K})$$

получим из (6) и (7)

$$f(\bar{K}) = f(F^{-1}(P + F(\bar{K}))).$$

Решив это уравнение относительно K по формуле (5), находим минимальную длину интервала λ .

Задача оценки качества функционирования сложных технических систем должна рассматриваться как многокритериальная. Ниже излагается процедура многокритериальной оценки качества функционирования технической системы, причем критерии работоспособности могут быть как зависимыми, так и независимыми величинами.

Пусть качество функционирования системы определяется несколькими критериями $K_1, K_2, \dots, K_m$, каждый из которых зависит от параметров системы $K_1 = K_1(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n), \dots, K_m = K_m(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$. Пусть G - m -мерная область возможных по физической сущности сочетаний $\bar{K}$ критериев $K_i (i = 1, \bar{m})$ $K = (K_1, K_2, \dots, K_m)$.

Технические требования к системе сводятся к назначению допустимых интервалов для каждого из критериев K_i с учетом вероятности их попадания в эти интервалы, которые образуют подмножество B в m -мерном пространстве критериев. Будем считать, что исследуемая система функционирует нормально, если $\bar{K} \in B$. В этом случае качество функционирования системы оценивается вероятностью выполнения требований по всем критериям работоспособности одновременно

$$P_m = P\{\bar{K} \in B\}.$$

Выводы

Здесь P_m имеет значение обобщенного критерия работоспособности рассматриваемой системы.

Для получения значения обобщенного критерия при независимых критериях работоспособности достаточно перемножить между собой вероятности попадания критериев в допустимые интервалы. Если же критерии работоспособности представляют собой зависимые величины, имеется процедура определения обобщенного критерия.

Список литературы: 1. Статников Р.Б., Серебряный В.Г. Автоматизированное проектирование машин и систем по многим критериям качества. - М.: Наука, 1986. - 273 с. 2. Жилинский О.В., Кузьмич К.К., Смиловенко О.О. Вероятностные критерии в задачах оптимизации и выбора параметров технических устройств: Метод. рекомендации/ ИНДМАШ АН БССР. - Минск, 1987. - 46 с. 3. Римский Г.В. Теория систем автоматизированного проектирования. - Минск: Навука і техника, 1994. - 631 с.

Статья поступила в редакцию 07.06.2002 г.

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ И С ВНЕШНИМ НАДДУВОМ ТРИБОСИСТЕМЫ МАШИН

Снеговский Ф.П., Тендитный Ю.Г. (УГМТУ г. Николаев, Украина)

First in the world ore grinders on hydrostatic supports (Kramatorsk, the Machinebuilding Plant of Novo-Kramatorsk, 1965-1969) and large-scale machine-tools with hydrostatic supports of spindles (Kramatorsk, the Machinebuilding Plant of Novo-Kramatorsk, 1970-1975) have been made, hydrostatic-dynamic and outside charging lubrication principles in tribosystem construction have been developed and used in Ukraine. New solutions are given in the article.

При создании машин и оборудования для ученых и конструкторов была и остается важная задача – сокращение энергетических затрат на трение в трибосистемах, замена дефицитных материалов, из цветных металлов в особенности, менее дефицитными, уменьшение износа. В последние десятилетия для решения этой задачи разработаны и применяются в технике новые конструкции трибосистем жидкостного трения, а для трибосистем с несовершенной смазкой – новые антифрикционные и смазочные материалы.

Трибосистемы жидкостного гидродинамического (точнее термоэластогидродинамического) трения выполняют эту задачу только при выполнении сочетания ряда важных конструкторско-технологических и режимных факторов и обладают существенным недостатком – падением нагрузочной способности с ростом скорости скольжения.

Трибосистемы жидкостного гидростатического трения (в том числе с внешним наддувом) позволяют решать технические задачи с более высокими, по сравнению с термоупругогидродинамическими, показателями работоспособности и надежности. Потери на трении в гидростатических трибосистемах гораздо меньше (в выполненных конструкциях в 5 и более раз), толщина смазочного слоя измеряется, в большинстве случаев, десятками и сотнями микрометров в то время как в гидродинамических, как

правило, 0,5 – 10,0 мкм и в лучшем случае не более 25,0 мкм. Гидростатические трибосистемы могут быть выполнены из любого материала. Иногда на рабочую поверхность подшипника наносится тонкий слой пластмассы, предохраняющий шейки или цапфы валов от повреждений при аварийных остановках. Принципиальная схема гидростатического подшипника с радиально-осевой компенсацией показана на рис.1. Принцип гидростатической смазки в опорах валов машин впервые в мире применен в 60-70^х годах XX века на Краматорских машиностроительных заводах в Украине. Рудоразмольные мельницы Ново-краматорского завода на гидростатических подшипниках [1] с высоким технико-экономическим эффектом эксплуатируются на Новокриворожском горнообогатительном комбинате. Энергозатраты на привод уменьшены и отпала необходимость применения дорогостоящего дефицитного баббита Б-83.

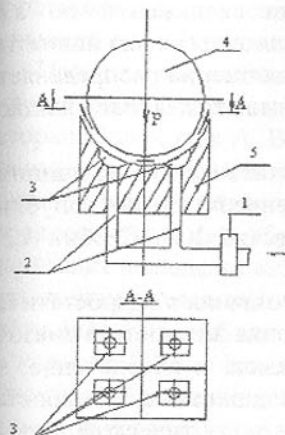


Рис. 1. Схема гидростатического подшипника с радиально-осевой компенсацией (1 – насос высокого давления, 2 – дроссельные устройства, 3 – гидростатические карманы, 4 – цапфа или шейка вала, 5 – подшипник)

Крупные металлообрабатывающие станки со шпинделями на гидростатических опорах, изготовленные Краматорским заводом тяжелых станков [2], отличаются меньшей энергоемкостью и обеспечивают десятикратное снижение допуска на некруглость.

Применение принципа гидростатики и гидростатодинамики в опорах валков прокатных станов [3] обеспечило безаварийную работу опор при окружных скоростях скольжения 7,0 м/с и осредненных давлениях до 20,0 МПа, что превышает режимные возможности нормализованных заводских подшипников скольжения, предназначенных для работы в режиме жидкостной (гидродинамической) смазки.

Гидростатический подшипник по а.с. 359447 СССР (авторы: Снеговский Ф.П., Подиоров А.В., Козлов В.И.), содержащий втулку с несущим карманом, связанный с источником подачи рабочей среды, отличающийся тем, что, с целью повышения несущей способности и обеспечения стабильности режимов жидкостного трения при высоких скоростях и отклонения линии действия нагрузки от вертикали, рабочая поверхность втулки составлена из четырех имеющих разные оси вращения и радиусы цилиндрических участ-

ков, причем расположены диаметрально противоположно ненагруженной зоне участки имеют радиус больший, чем радиус вала. Как показал опыт эксплуатации на прокатном стане завода Ильича в г. Мариуполе этой конструкции гидростатического подшипника, способного работать и в режиме гиростатодинамики, его рабочие параметры лучше при значительно меньших расходах смазочного вещества, чем в нормализованных заводских подшипниках скольжения.

Недостаток гидростатического подшипника скольжения по а.с. 359447 СССР в том, что расходуется дополнительная энергия для поднятия вала, так как давление в смазочной жидкости неравномерно распределяется по поверхности втулки, в связи с чем нужно повышать давление жидкости в смазочном кармане втулки.

Нами разработана новая конструкция гидростатического подшипника – Украина, декларационный патент на изобретение № 43109А, опубликовано в Бюл. №10 от 15.11.2001. (авторы: Снеговский Ф.П., Сербин А.Н. Тендитный Ю.Г.)

Предложенная конструкция решает задачу создания в гидростатическом подшипнике скольжения равномерного давления жидкости в смазочной прослойке над поверхностью нижнего вкладыша и обеспечение, за счет этого, повышения нагрузочной способности подшипника. В гидростатическом подшипнике скольжения имеется корпус с верхним и нижним вкладышами, в последнем предусмотрена полость с отверстиями для подведения смазочного масла в нагруженную зону.

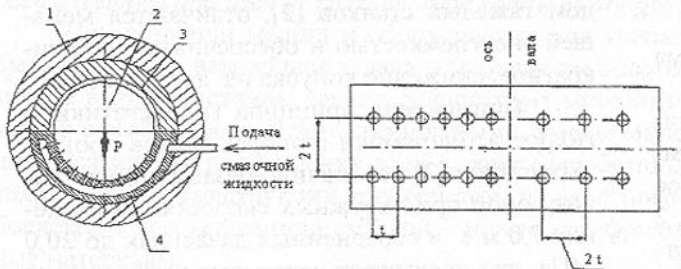


Рис. 2а. Гидростатический подшипник (поперечный разрез) Рис. 2б. Развертка вкладыша

За счет создания в нижнем вкладыше полости с отверстиями, обеспечивается равномерная подача и давление смазочной жидкости в прослойке над нижним вкладышем и, как следствие, повышение нагрузочной способности подшипника.

Конструкция поясняется чертежом: рис. 2а – гидростатический подшипник (поперечный разрез), рис. 2б – развертка вкладыша

Гидростатический подшипник скольжения состоит: с корпуса 1, насаженного на вал 2, верхнего вкладыша 3, нижнего вкладыша 4, в котором

выполнена полость для смазочной жидкости и отверстия для подвода смазочной жидкости в сопряжение подшипник – вал.

Гидростатический подшипник скольжения работает следующим образом. Смазочная жидкость подается от насоса в полость вкладыша 4. Здесь жидкость благодаря отверстиям, количество которых увеличивается по мере удаления от точки входа в полость канала для подачи смазочной жидкости, равномерно распределяется по поверхности вкладыша 4, создавая равномерное давление в масляной прослойке. В этой трибосистеме уменьшается необходимое давление и расход смазочной жидкости.

Принцип внешнего наддува, его теоретическое обоснование [4], конструкция опоры скольжения с внешним наддувом по а.с. № 413291 СССР (Авторы: Полидоров А. В., Снеговский Ф.П., Козлов В.И.) разработаны в Украине при совершенствовании гидростатических подшипников. Предмет новой разработки (опубликовано 30.01.1974, СССР Б.И. № 4) формулировался следующим образом: “Опора скольжения с внешним наддувом, содержащая вкладыш с карманом в опорной части и дросселирующий элемент, отличающаяся тем, что, с целью повышения давления смазки в смазочном слое, она снабжена дренажными отверстиями, расположенными на дне кармана вокруг дросселирующего элемента, причем в качестве последнего использовано ускоряющее сопло, например сопло Лавалья”. Теоретическое исследование влияния эффекта внешнего наддува [4] показало, что прирост давления в смазочном слое может достигать двукратной величины и потому гидростатические подшипники с внешним наддувом предпочтительнее традиционных.

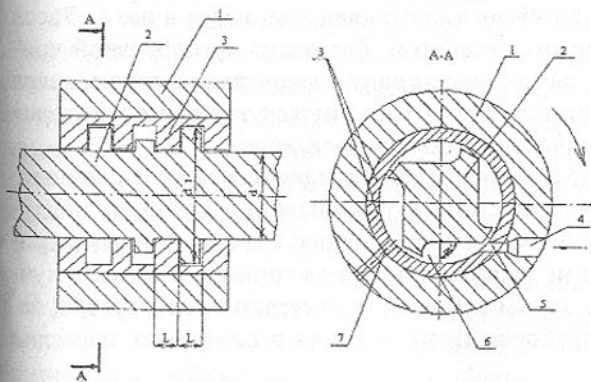


Рис.3а. пор в продольном разрезе

Рис.3б. В поперечном разрезе

Используя в качестве прототипа решения по а.с. № 413291 СССР, бюл. № 4, 1974, кл. F 16 K 17/10, нами разработана новая конструкция опоры скольжения с внешним наддувом, признанная изобретением (Украина, декларационный патент № 43108 А, бюл. №10 от 15.11.2001 Авторы: Снеговский Ф.П., Сербин А.Н. Тендитный Ю.Г.), в которой лучше используется по назначению расход смазочного вещества и

давление струи. Опора скольжения с внешним наддувом предложенной конструкции за счет того, что в ней предусматривается вал с двумя разными диаметрами, и пазами, размещенными на любом из участков вала с большим диаметром, на котором выполнены прямые участки под углом 90° сопряжены между собою дугоподобной кривой, обеспечивает более эффективное использование давления жидкости из сопла Лавала, а также использование смазочной жидкости в полном объеме. Предложенное изобретение поясняется чертежом: рис. 3а - опора в продольном разрезе, рис. 3б. - в поперечном разрезе (по стр. А.А. на фиг 3а).

Опора скольжения с внешним наддувом состоит из корпуса 1, вала 2 выполненного в соответствии с рис. 3а. ($d_1 = 1,5d$; $L = 0,3 \div 0,4d$), вкладышей 3, (нижнего и верхнего полувкладышей), сопла Лавала 4, канала 5 для подачи смазочной жидкости, пазов 6, канала 7 для слива жидкости. На большем диаметре вала 2 (d_1) изготовлены четыре паза 6, которые имеют прямые участки под углом 90° к вертикальной оси вала 2 и сопряжены между собою дугообразной кривой. При наличии, например, 3-х углублений во вкладыше имеем, соответственно, 3 участка большего диаметра вала 2, с четырьмя проточенными пазами 6 в каждом. Необходимо отметить, что четыре проточенных паза 6 каждого последующего поперечного участка большего диаметра вала 2, расположены со смещением на 120° относительно пазов 6 предыдущего участка. В нижнем полувкладыше вкладыша 3 предусмотрен канал 7 для слива отработанной смазочной жидкости.

Опора работает следующим образом. Смазочная жидкость из сопла Лавала 4 попадает в канал 5 нижнего полувкладыша, далее в паз 6. Здесь струя жидкости движется прямолинейно и, благодаря дугообразной кривой, соединяющей прямые участки, переходит в закругление, осуществляя смазку. В пазе 6 жидкость оставляет свою кинетическую энергию, которая превращается в давление жидкости на поверхность вала 2.

Как показывает опыт [5], трибосистемы машин, созданные с использованием принципов гидростатической, в том числе и с внешним наддувом, гидростатодинамической смазки по сравнению с традиционными трибосистемами, использующими лишь эффект гидродинамики, имеют лучшие показатели по всем основным рабочим параметрам и, безусловно, заслуживают дальнейшей разработки и применения в различных отраслях машиностроения.

Список литературы: 1. Снеговский Ф.П., и др. Рудоразмольные мельницы Новокраматорского завода с гидростатическими подшипниками, Горный журнал № 6, М, 1969. 2. Снеговский Ф.П., Бабин О.Ф. Многокамерные гидростатические подшипники с полным углом охвата. Сб. Детали машин, № 17, Киев, Техніка, 1973. 3. Снеговский Ф.П., Козлов В.И. Под-

шипники скольжения повышенной несущей способности, Вестник Машиностроения, № 6, М, 1974. 4. Снеговский Ф.П., Полидоров А.В. Теоретические предпосылки расчета опоры скольжения с внешним наддувом. Сб. Исследования и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстходных машин, выпуск 2, Харьковский авиац. институт, 1975, с. 97-103. 5. Снеговский Ф.П., Достижения и проблемы теории смазки машин. Международный научный журнал Проблемы трибологии, Хмельницк, университет Подолье, № 2 (18) 2001 с. 88-93.

Статья поступила в редакцию 30.05.2002 г.

ТЕХНОЛОГИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ИНДУКЦИОННОГО НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ ИЗ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВНУТРЕННЕГО ИНДУКТОРА ТВЧ

Сосновский И.А. (ИНДМАШ НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь)

The technology of coating wear-resistant coverings by a centrifugal induction method with use internal inductor of high-frequency current (HFC) is considered. The structure of received coverings is described and the recommendations of their machining are given.

Введение

Практика ремонта коробок передач грузовых автомобилей МАЗ и КаМАЗ показала, что работоспособность зубчатых колес типа шестерня-полумуфта в основном определяется стойкостью к изнашиванию внутренних поверхностей ступиц колес. Восстановление такого рода деталей методами наплавки покрытий является сложнейшей научно-технической задачей т.к. необходимо обеспечить высокую прочность сцепления, плотность и износостойкость покрытий при минимальном температурно-силовом воздействии на материал детали.

Технология наплавки

В ИНДМАШ НАНБ разработана технология нанесения покрытий из порошковых материалов на внутренние поверхности ступиц колес индукционным центробежным методом. Процесс реализуют на центробежных установках с вертикальной осью вращения детали [1,2]. Уменьшение температурного воздействия на материал колеса достигается за счет использования внутреннего источника нагрева и двухступенчатого разогрева материала покрытия.

Восстановление внутренних поверхностей ступиц колес осуществляется следующим образом (рис.1).

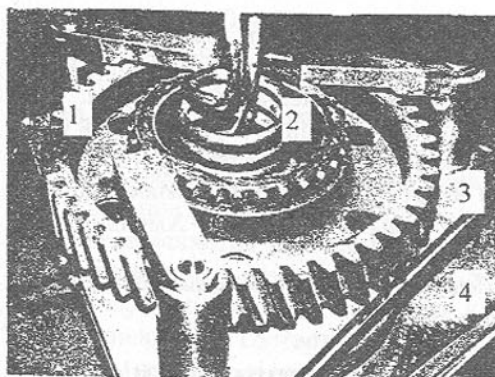


Рис.1. Реализация процесса восстановления: 1 - деталь; 2 - индуктор; 3 - зажимное приспособление; 4 - центробежная установка

покрытия; m - масса детали; c - удельная теплоемкость материала детали; c_1 - удельная теплоемкость порошка; T_0 - начальная температура порошка.

После чего нагрев ТВЧ прекращают и осуществляют загрузку мерной дозы порошка в полость детали при ее вращении. При этом посредством теплопередачи от детали порошковый слой нагревается выше температуры Кюри, теряет свои ферромагнитные свойства и переходит в парамагнитное состояние. Затем деталь снова перемещают на позицию нагрева, где предварительно сформованный порошковый слой спекается и расплавляется на внутренней поверхности детали.

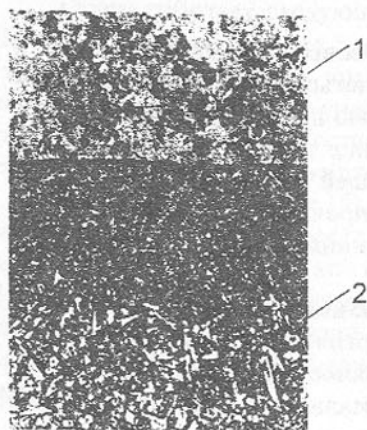


Рис.2. Микроструктура переходной зоны покрытия - основа. X 300: 1-основной материал колеса; 2-материал покрытия

Зубчатое колесо устанавливают в центрирующую оправку и закрепляют зажимным приспособлением с упругим поджимом. Затем деталь приводят во вращение, а устройство перемещают на позицию нагрева до полного вхождения внутреннего индуктора ТВЧ в полость детали и предварительно нагревают до температуры, которую определяют из соотношения:

$$T \geq T_k + \frac{m_1 c_1}{mc} (T_k - T_0) \quad (1)$$

где T_k - температура Кюри для порошка; m_1 - масса материала

порошка; m - масса детали; c - удельная теплоемкость материала детали; c_1 - удельная теплоемкость порошка; T_0 - начальная температура порошка. После чего нагрев ТВЧ прекращают и осуществляют загрузку мерной дозы порошка в полость детали при ее вращении. При этом посредством теплопередачи от детали порошковый слой нагревается выше температуры Кюри, теряет свои ферромагнитные свойства и переходит в парамагнитное состояние. Затем деталь снова перемещают на позицию нагрева, где предварительно сформованный порошковый слой спекается и расплавляется на внутренней поверхности детали.

По окончании процесса нанесения покрытия отключают нагрев и привод вращения детали, извлекают деталь из устройства и обрабатывают покрытие.

Свойства покрытий

На рис.2 показана микроструктура наплавленного покрытия ($T=1420\text{K}$) из порошка ПР-Х4Г2Р4С2Ф.

Покрытие хорошее, плотное. Имеется четкая граница сплавления покрытия с основой шириной 20-50 мкм. Вблизи границы сплавления встречаются довольно крупные дендритные образования борцементита и веерообразной эвтектики. По мере удаления от границы сплавления к середине наплавленного слоя крупные выделения исчезают, имеет место мелкодисперсная структура с четко видимыми выделениями карбоборидов разных форм и размеров. Далее, ближе к внешнему краю покрытия структура не изменяется и остается мелкодисперсной. Микротвердость матрицы покрытия соответствует 6130...6570 МПа, железо-хромистых соединений - 6570...7240 МПа, боридов - 9740...10600 МПа и эвтектики - 7240 МПа. Прочность сцепления покрытия с основой составляет 250-280 МПа.

Высокая твердость и износостойкость покрытия с указанной структурой определяется наличием твердого раствора на основе α -Fe с карбидными (Me_3C) и боридными (Me_2B) выделениями различных форм и размеров, а также эвтектики типа $\text{Me}(\text{Si}, \text{B})$.

Исследования показали, что уменьшение температуры нанесения покрытия до 1300-1200 К нежелательно так как приводит к образованию спеченной пористой структуры у покрытия и значительному (15-25%) снижению его прочности сцепления с основой детали. Напротив увеличение температуры до 1500 К и выше не допустимо вследствие возможного перегрева материала детали и образования грубой структуры у покрытия. Поэтому для получения высоконадежных покрытий температура наплавки порошка ПР-Х4Г2Р4С2Ф должна находиться в пределах 1370-1450 К.

Механическая обработка покрытий

Механическую обработку наплавленных покрытий из порошка ПР-Х4Г2Р4С2Ф целесообразно проводить на универсальном токарном оборудовании с использованием специальных расточных резцов (рис.3), оснащенных вставками из композита О2Д «Белбор».

Геометрические параметры резцовой вставки: главный угол в плане $\varphi=45^\circ$, вспомогательный угол в плане $\varphi_1=15^\circ$, задние углы $\alpha=\alpha_1=15^\circ$, передний угол $\gamma=(-12)^\circ$, при закругленной вершине резца с радиусом $r=0,5 \text{ мм}$.

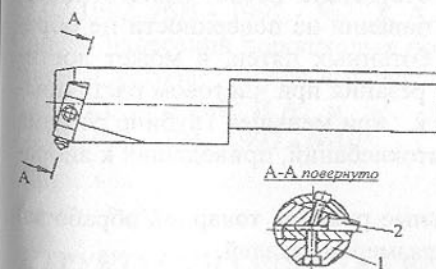


Рис.3. Конструкция расточного резца с механическим креплением универсальной резцовой вставки: 1 - державка; 2 - резцовая вставка

Для определения оптимальных режимов резания проведен полный факторный эксперимент, в процессе которого изучалась скорость нарастания износа (рис.4) в зависимости от режимов резания при критерии затуп-

ления резца $h_z = 0,4$ мм. В результате получена эмпирическая зависимость значения скорости резания:

$$V = \left(\frac{4,54 d^{2,1}}{T s^{1,6} t^{0,7}} \right)^{2,32}, \quad (2)$$

где d - диаметр растачиваемой поверхности, T - период стойкости; s - подача; t - глубина резания

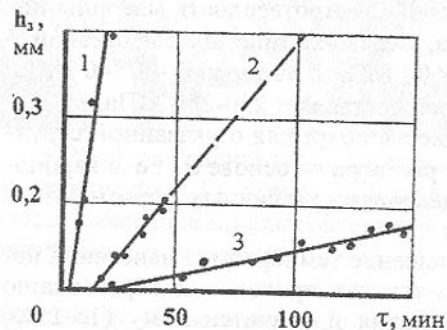


Рис.4. Зависимость износа резца по задней поверхности от времени работы, $d=60$ мм: 1 - $V=150$ м/мин, $S=0,05$ мм/об, $t=0,4$ мм; 2 - $V=50$ м/мин, $S=0,15$ мм/об, $t=0,4$ мм; 3 - $V=50$ м/мин, $S=0,05$ мм/об, $t=0,1$ мм

гать до 0,5-0,7 мм. А величина глубины резания при чистовом растачивании должна быть не менее 0,3-0,2 мм, т.к. при меньшей глубине резания повышается вероятность возбуждения автоклебаней, приводящих к вибрации инструмента и браку детали.

В таблице представлены оптимальные режимы токарной обработки наплавленных покрытий для различных размеров деталей.

Таблица. Режимы расточки покрытий

Вид обработки	Диаметр отверстия d , мм	Скорость резания V , м/мин	Глубина резания t , мм
черновое точение	60	60	до 0,7*
	80	80	
чистовое точение	60	95	0,3*
	80	115	

* - подача $s=0,1$ мм/об

Практическое использование разработки

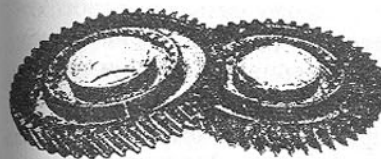


Рис.5. Общий вид восстановленных деталей

Проведенные исследования легли в основу разработки технологического процесса восстановления и упрочнения шестерен 2-й передачи вторичного вала коробки передач ЯМЗ № 236-1701127 автомобиля МАЗ. Получены опытные образцы деталей (рис.5). Основные параметры процесса: температура предварительного нагрева внутренней поверхности ступицы - 1170 К с изотермической выдержкой в течение 30 секунд, температура припекания покрытия - 1420 К с выдержкой в 50 секунд. Материал покрытия - самофлюсующийся порошок на железной основе ПР-Х4Г2Р4С2Ф (ТУ 14-22-14-88). В результате нанесения покрытий твердость внутренних поверхностей ступиц колес повысилась с 32-45 до 58-62 HRC. Ожидается повышение эксплуатационной стойкости колес в среднем вдвое.

В настоящее время проводится подготовка к эксплуатационным испытаниям и внедрению технологии на ПО "Авторемонт" (г. Минск).

Список литературы: 1. Патент СССР №1713743, МКИ⁵ В22F 7/04. Способ нанесения порошковых покрытий на внутренние поверхности деталей и устройство для его осуществления / Дорожкин Н.Н., Кашицин Л.П., Сосновский И.А. и др. - №4690639/02, Заявл. 15.05.89; Оpubл. 27.07.1992 // БИ. - 1992. - №7. 2. А.с. № 1719161 СССР, МКИ⁵ В22F 7/04. Способ нанесения порошковых покрытий на внутренние поверхности деталей и устройство для его осуществления / Дорожкин Н.Н., Кашицин Л.П., Сосновский И.А. и др. - №4782587/02, Заявл. 21.11.89; Оpubл. 27.10.1992 // БИ. - 1992. - №10.

Статья поступила в редакцию 06.06.2002 г.

СТРУКТУРА И СВОЙСТВА ВОЛОКНИСТОЙ НАНОРАЗМЕРНОЙ МЕДИ, ПОЛУЧЕННОЙ МНОГОПЕРЕХОДНОЙ ПАКЕТНОЙ ГИДРОЭКСТРУЗИЕЙ

В.З. Спусканюк, Л.Ф. Сенникова, Е.А. Павловская, Н.И. Матросов, А.Б. Дугадко, Н.Н. Белоусов, Т.П. Занка
(ДонФТИ НАН Украины, г. Донецк, Украина)

Fibrous nanostructure copper, with the size of structure elements of the order of 100 nm, has been obtained by the method of multi-period hydroextrusion fol-

lowed by drawing. Shift in recrystallization temperature range by 50...75°C and a 20...30% increase in the high-temperature strength, as compared to the ordinary copper, have been established.

Материалы с нано- и субмикроскопической структурой привлекают все большее внимание специалистов в области материаловедения и технологии, поскольку обладают рядом уникальных физико-механических свойств, которые имеют непосредственный практический интерес. Это открывает возможность создания принципиально новых функциональных материалов к которым можно отнести и волокнистые наноструктурные материалы.

Одним из перспективных способов получения таких материалов является пакетная деформация гидроэкструзией.

Данная работа посвящена изучению волокнистой наноструктурной меди: особенностям структуры и механического поведения при различных температурах.

Исследовались образцы меди волокнистого строения (МВС) в виде проволоки диаметром 0,55 мм с размерами волокон примерно 100 нм, которые были получены методом многопереходной пакетной гидроэкструзии с последующим волочением. В данном случае в качестве исходного материала использован пакет проволочных элементов из электротехнической меди МВЭ, а оболочки первой, второй и третьей сборок изготавливались из меди МОБ. Интегральная деформация первой сборки (211) равна $\ln R=11,2$; второй сборки (211²) - $\ln R=16,8$; третьей сборки (211³) - $\ln R=22,6$. Интегральная деформация проволоки диаметром 0,55 мм из мономеди равна $\ln R=5,3$. Более подробно технология пакетной гидроэкструзии описана в нашей работе [1].

Микроструктуру образцов из мономеди и меди волокнистого строения изучали методом металлографического анализа с помощью микроскопа Neophot. Динамику рекристаллизационных процессов в медных образцах изучали методом рентгеноструктурного анализа на дифрактометре Дрон-УМ1 в CuK_α -излучении, а также с помощью микроиндентирования на приборе ПМТ-3 при нагрузке 50 г. Механические испытания проводились на разрывной машине РМ100 с записью диаграмм растяжения. Отжиг медных образцов осуществлялся в электропечи при температурах 125...550°C.

Анализ микроструктуры меди волокнистого строения ($n_f=211^3$) в сопоставлении со структурой обычной меди свидетельствует, что несмотря на внешнее сходство холоднодеформированного состояния (традиционная полосчатость в продольном сечении) эти материалы существенно различны. Полосчатость ультрадисперсной меди имеет другую природу, являясь следствием ее волокнистого строения и отражает в первую очередь нали-

чие границ составных элементов (стренг), а не вытягивание зерен в направлении деформации, то есть текстуру деформации как у обычной меди. Это обстоятельство предопределяет качественное различие в эволюции структуры и особенности рекристаллизации при термической обработке волокнистой меди.

Особенности структуры и свойств полученной волокнистой меди связаны с использованием меди двух сортов и наличием границ между волокнами, ролью этих границ при пластической деформации и термической обработке. Эти границы являются остатками поверхностных слоев исходных волокон, видоизмененных вследствие больших деформаций при ВГД. Влияние также оказывают трубчатые слои меди, разделяющие между собой пакеты волокон, так называемые стренги и пакеты стренг. После деформации диаметр стренг уменьшился до 2 мкм, а диаметр оболочек, окружающих пакет стренг, до 32 мкм.

Структурные различия обычной и волокнистой меди более явными становятся при термической обработке. При нагреве мономеди до 250°C полосчатость исчезает, зерна приобретают в основном правильную равноосную форму, что свидетельствует о протекании рекристаллизационных процессов. В волокнистой меди также протекает рекристаллизация, но структура волокнистой меди сохраняет полосчатость, т.е. границы составных элементов, в пределах которых явно просматривается довольно мелкое рекристаллизованное зерно. При повышении температуры отжига до 400°C зерно у обычной меди выросло в несколько раз, а у меди волокнистого строения размер зерна остался на том же уровне при условии сохранения границ структурных элементов (рис.1). При этой температуре как обычная медь, так и волокнистая обладает полностью рекристаллизованной структурой, что подтверждается рентгеноструктурными исследованиями. К сожалению, по ряду причин границы структурных элементов (стренг) сохранились не везде, но следует сказать, что при термическом воздействии в течении одного часа в диапазоне температур 125...550°C локально сохранившиеся границы волокон в МВС препятствуют росту рекристаллизованных зерен, обеспечивая тем самым более мелкозернистую структуру МВС.

Метод рентгеноструктурного анализа выявил особенности рекристаллизации при термической обработке меди волокнистого строения – обнаружено смещение интервала температур рекристаллизации на 50...75°C по сравнению с мономедью (рис. 2).

На дифрактограмме, полученной с образца мономеди, отожженного при температуре 250°C-1 час, дифракционная линия (311) дублетная, что свидетельствует о том, что в результате такого нагрева микронапряжения полностью снялись, образец находится в равновесном состоянии и процесс рекристаллизации близок к стадии завершения. Для образца волокнистой меди с соответствующей обработкой дублетности линии (311) не наблюда-

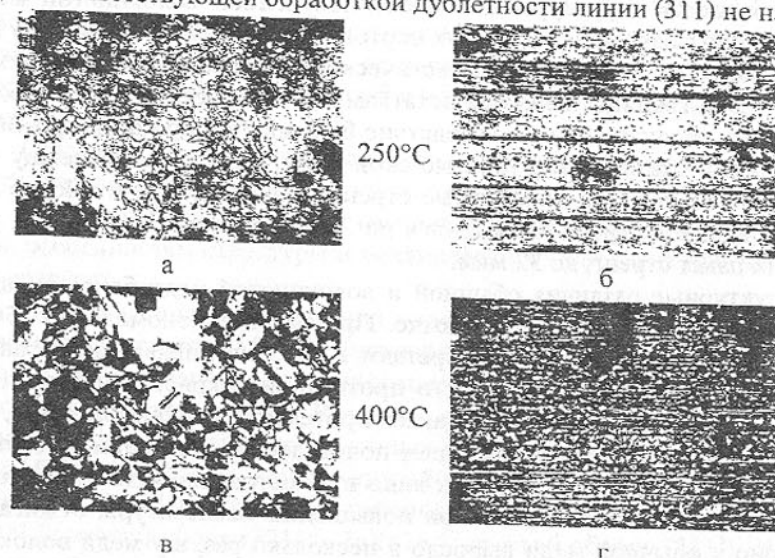


Рис.1. Микроструктура обычной и волокнистой меди (x500) после отжига: а, в — обычная медь, б, г — волокнистая медь

ется, что свидетельствует о запаздывании процесса рекристаллизации по отношению к мономеди.

После отжига при температуре 400°C дублетность линии (311) наблюдается и в первом и во втором случае, полуширина дифракционной линии соответствует равновесному состоянию, это указывает на то, что полигонизационные и рекристаллизационные процессы полностью завершились.

С этими результатами согласуются данные по микроиндентированию. Тот факт, что микротвердость меди волокнистого строения незначительно отличается от микротвердости мономеди можно отнести за счет разрушения в некоторых местах границ структурных элементов, в противном случае разница в свойствах была бы значительнее

Влияние температурного фактора на механическое поведение моно-

меди и меди волокнистого строения ($n_f=211^3$) представлено на рис. 3. После отжига в течение одного часа в диапазоне температур 200...400°C у МВС предел прочности на 20...30 % выше, чем у мономеди, что свидетельствует о повышенной температурной стойкости меди волокнистого строения.

Выявленные особенности могут быть объяснены сочетанием двух обстоятельств: большей накопленной пластической деформации, с одной стороны, и барьерной роли искусственно созданных и сохраненных благодаря специальным условиям получения границ наноразмерных волокон и субмикронных промежуточных составных элементов (оболочек сборок).

Таким образом, методом многопереходной гидроэкструзии с последующим

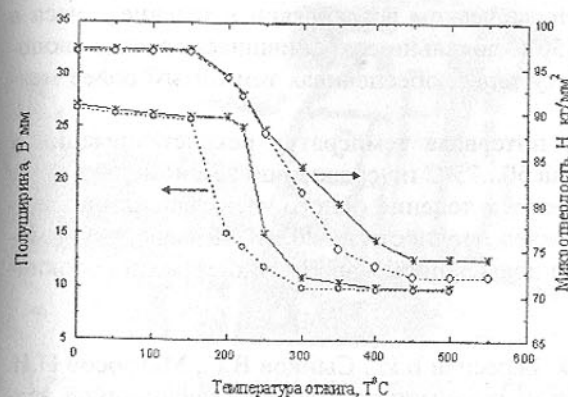


Рис.2. Рекристаллизация гидропресованной меди после отжига 1 час ("---" - мономедь, "—" - волокнистая медь)

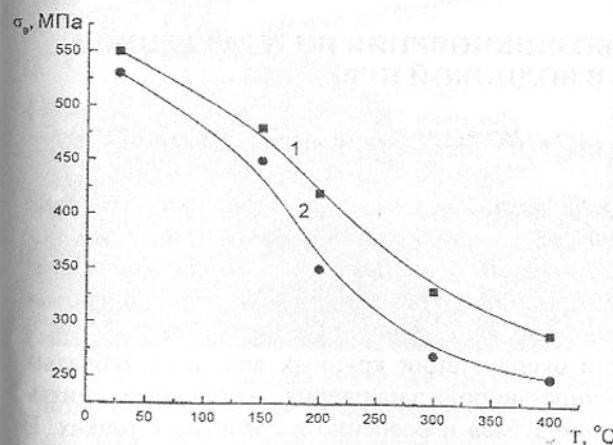


Рис.3. Предел прочности обычной меди и волокнистой после отжига 1 час при различных температурах: 1- волокнистая медь, 2- обычная медь

волочением получен принципиально новый материал – наноструктурная медь волокнистого строения с размерами структурных элементов примерно 100 нм.

Установлено, что при термическом воздействии в течение 1 часа в диапазоне температур 125...550°C локально сохранившиеся границы волокон в МВС препятствуют росту зерна, обеспечивая тем самым более мелкозернистую структуру МВС.

Обнаружено смещение интервала температур рекристаллизации у меди волокнистого строения на 50...75°C по сравнению с мономедью.

Показано, что после отжига в течение одного часа в диапазоне температур 200...400°C у МВС предел прочности на 20...30 % выше, чем у мономеди, что свидетельствует о повышенной жаропрочности меди волокнистого строения.

Список литературы: 1. Береснев Б.И., Сынков В.Г., Матросов Н.И. и др. Гидропрессование волокон из алюминия. Вопросы авиационной науки и техники. Сер. Технология легких сплавов: М., ВИЛС, 1986, вып.7, с. 16-19.

Статья поступила в редакцию 15.05.2002 г.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ В ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The relations of clearances in the most dangerous bands of an input - exit teeth from a linkage, from geometrical, power and design parameters of undular transmission are established. The results of studies allow to define area of existence of an interference teeth, depending on the design, geometrical and power factors of undular transmissions at stage of holding design efforts.

При проектировании и эксплуатации крупных волновых зубчатых передач с большой протяжённостью поля зацепления, необходимо учитывать относительное положение зубьев и особенно в граничных точках. В данной работе установлены зависимости зазоров, в наиболее опасных зонах входа - выхода зубьев из зацепления, от геометрических, силовых и конструктивных факторов волновой передачи (рис. 1, 2).

Относительное положение зубьев гибкого и жесткого колес определяет ряд основных показателей волновой передачи: энергетические потери в зубчатом зацеплении, удельную нагрузку на зубья, их износ, а также

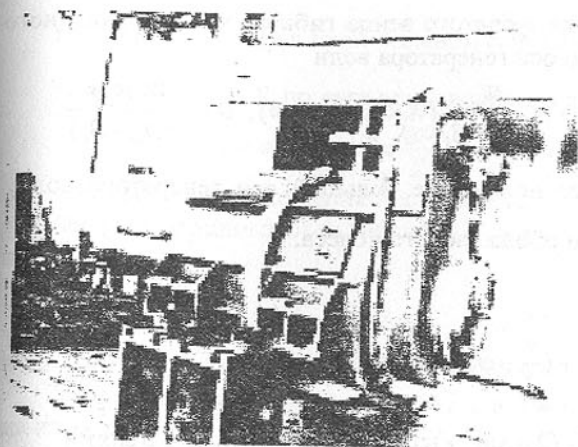


Рис. 1 Волновой зубчатый редуктор привода поворота передвижного миксера МП-600АС ёмкостью 600 т расплавленного металла

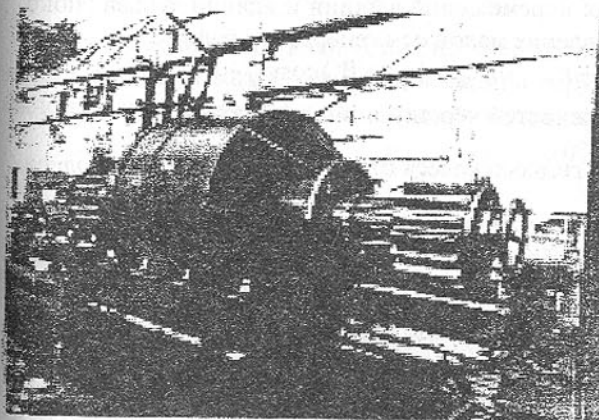


Рис. 2 Волновой зубчатый редуктор привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 x 7500 объёмом 160 м³, массой загружаемой руды 220 т

условия возникновения интерференции, и проскока зубьев. Условия взаимодействия зубьев деформированного гибкого колеса с жёстким колесом, носят принципиальный характер и требуют отдельного рассмотрения. При заданных конструктивных параметрах передачи и условиях ее нагрузки, главным условием отсутствия интерференции зубьев является наличие зазоров на входе и выходе зубьев из зацепления.

Определяем параметр γ — половина угла прилегания гибкого колеса к диску генератора волн $\cos \gamma = 1 - \frac{W_o}{e}$, где W_o — максимальная радиальная деформация гибкого колеса у большой оси генератора волн; e — эксцентриситет установки дисков генератора волн.

Безразмерные коэффициенты A_1, B_1 , характеризующие деформацию гибкого колеса $A_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \sin \gamma \cos \gamma$, $B_1 = \frac{4}{\pi} \left[\cos \gamma - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) \sin \gamma \right]$.

Перемещения W , V , θ участка зубчатого венца гибкого колеса удаленного на угол $0 \leq \varphi \leq \gamma$ от большой оси генератора волн

$$W = \frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \cos \varphi - B_1), V = \frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \sin \varphi - B_1 \varphi), \theta = \frac{W_o B_1 \varphi}{r(A_1 - B_1)},$$

где $\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_n t$ — текущее положение большой оси генератора волн; r — радиус срединной линии обода гибкого колеса.

$$\text{Для угла } \gamma = \varphi = \frac{\pi}{2}:$$

$$W = \frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1 \right],$$

$$V = -\frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B_1) \varphi + 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right],$$

$$\theta = \frac{W_o}{r(A_1 - B_1)} [2 \cos \varphi + (2 \sin \gamma + B_1) \varphi - 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma)]$$

Проекция радиальных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса W_{aq} , W_{fq} на направление малой оси генератора волн

$$W_{aq} = (r_{aq} + W) \cos \varphi_q - r, \quad W_{fq} = (r_{fq} + W) \cos \varphi_q - r,$$

где r_{aq} , r_{fq} — радиусы окружностей вершин и впадин зубьев; $\varphi_q = \omega_n t / U = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) / U$ — угол поворота гибкого колеса относительно жесткого колеса.

Проекция окружных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса v_{aq} , v_{fq} на направление большой оси генератора волн

$$v_{aq} = v + (r_{aq} - r) \theta - (r_{aq} + W) \varphi_q, \quad v_{fq} = v + (r_{fq} - r) \theta - (r_{fq} + W) \varphi_q.$$

Для произвольного радиуса r_y можно переписать формулу

$$V_{yq} = V + (r_{yq} - r) \theta - (r_{yq} + W) \varphi_q.$$

Радиус окружности r_{yq} не деформируемого гибкого колеса "q", совпадает с окружностью вершин жесткого колеса "b" в точке, определяемой углом φ

$$r_{yq} = r_{ab} + r_{fq} - (r_{fq} - W) \cos \varphi_q,$$

где r_{ab} — радиус окружности вершин зубьев жесткого колеса.

Радиус окружности r_{yb} жесткого колеса, совпадающий с окружностью вершин, деформированного гибкого колеса в точке, определяемой углом φ

$$r_{yb} = r_{ab} + r_{aq} - r_{yq}.$$

Диаметры основных окружностей d_b гибкого и жесткого колес

$$d_b = m \cdot Z \cos \alpha$$

Угол профиля зуба в произвольном сечении α_y , $\cos \alpha_y = \frac{d_b}{d_y}$.

Толщина зубьев S_y по дуге произвольного диаметра

$$S_y = d_y \left(\frac{\pi}{2Z} \pm 2x \frac{\lg \alpha}{Z} + \text{inv} \alpha \pm \text{inv} \alpha_y \right),$$

где x — коэффициент смещения инструмента.

Зазоры у вершин зубьев гибкого j_{aq} , и жесткого j_{ab} колес при входе в зацепление

$$J_{aq} = (|V_{aq}| - \frac{S_{aq} + S_{yb}}{2}) \cos \alpha_{yb}, \quad J_{ab} = (|V_{yq}| - \frac{S_{ab} + S_{yq}}{2}) \cos \alpha_{yq},$$

где S_{aq} , S_{ab} — толщина вершин зубьев гибкого и жесткого колес.

Зазоры у вершин зубьев гибкого j'_{aq} и жесткого j'_{ab} колес на дуге выхода из зацепления

$$J'_{aq} = (r + W_{aq}) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{aq}| - 0,5 (S_{aq} + S_{yb}) \cos \alpha_{yb},$$

$$J'_{ab} = (r + W_{aq}) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{yq}| - 0,5 (S_{ab} + S_{yq}) \cos \alpha_{yq}.$$

Диски генератора волн установлены на роликовых радиальных двухрядных подшипниках. Суммарная величина упругой деформации по внутреннему и наружному кольцам подшипника [1]

$$\delta_{ko} = 56 \cdot 10^{-7} \frac{R}{Z \cdot l_p \cdot \cos \beta} \lg \left(\frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot d_p \cdot l_p \cdot z \cdot \cos \beta}{R} \right).$$

Максимальный радиальный зазор в подшипнике с учетом износа

$\delta = k \frac{\Delta}{2}$, где $k = 1, 1, \dots, 1, 3$ — коэффициент, учитывающий износ; Δ — начальный радиальный зазор в подшипнике.

Угол возможного входа зубьев в нагруженном зацеплении определяется из условия: $W = r_{ab} - r_{aq}$.

Окружная сила в зацеплении $F_t = \frac{M_2}{r}$, где M_2 — нагрузочный момент волновой передачи; r — радиус срединной поверхности гибкого колеса. Радиальная сила в зацеплении $F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ$.

Угол φ_a входа зубьев в зацепление под нагрузкой определяется по условию равенства координат вершин зубьев гибкого и жесткого колес, для которого радиальное перемещение W_H определяется по приближенной формуле

$$W_H = r_{ab} - r_{aq} + \delta, \quad (1)$$

С учетом приложенной нагрузки выражение (1) приводится к виду:

$$V_{aq} = [V_H + (r_{aq} - r)\theta_H - (r_{aq} + W_H)\varphi_q] + \left[\delta \left(\frac{r_{aq}}{r} \varphi + \varphi_q \right) + \delta_{ko} (\sin \varphi + \varphi_q \cos \varphi) + \frac{r_{aq}}{r} V_p \right]$$

Зазоры по торцам гибкого колеса: переднему j_{vw1} и заднему j_{vw2}

$$j_{vw1} = \frac{b_1}{l_1} (v \cos \alpha_{cp} + W \sin \alpha_{cp}), \quad j_{vw2} = \frac{b_2}{l_1} (v \cos \alpha_{cp} + W \sin \alpha_{cp}).$$

Приращение зазоров по переднему j_{k1} , и заднему j_{k2} торцам от закручивания гибкого колеса

$$j_{k1} = \frac{M_2 \cdot b_1}{2\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot S}, \quad j_{k2} = \frac{M_2 \cdot b}{2\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot S_1},$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ Мпа—модуль упругости второго рода;

S_1 —толщина зубчатого венца.

Зазоры у переднего и заднего торцов j_{aq1}, j_{aq2} зубчатого венца учитывают перекосы зубьев и закручивание гибкого колеса при входе в зацепление

$$j_{aq1} = j_{aq} + j_{vw1} + j_{k1}, \quad j_{aq2} = j_{aq} + j_{vw2} + j_{k2},$$

и при выходе из зацепления

$$j'_{aq1} = j'_{aq} + j_{vw1} + j_{k1}, \quad j'_{aq2} = j'_{aq} + j_{vw2} + j_{k2}.$$

По приведенной методике определяются зазоры между зубьями в волновых передачах привода наклона передвижного миксера МП-600АС, и привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500. Зазоры у вершин зубьев гибкого колеса j_{aq}, j'_{aq} и вершин зубьев жесткого колеса j_{ab}, j'_{ab} на входе и выходе из зацепления привода наклона миксера МП-600АС при отсутствии нагрузки представлены на рис. 3. Зазоры у вершин зубьев волновой передачи привода перефутеровки мельницы в ненагруженном состоянии представлены на рис. 4.

Как следует из приведенных графиков, обе ненагруженные волновые зубчатые передачи имеют отрицательные зазоры в окрестностях большой оси генератора волн в пределах 15° на входе и выходе из зацепления. В ненагруженной волновой зубчатой передаче отрицательные зазоры смещены в сторону выхода зубьев из зацепления. Наибольшие отрицательные зазоры у вершин зубьев в ненагруженном зацеплении волновой передачи привода миксера и перефутеровки рудоразмольной мельницы соизмеримы и находятся в пределах $-0,06 \dots -0,08$ мм.

При передаче крутящих моментов отрицательные зазоры у вершин

зубьев гибкого и жесткого колес смещаются в сторону входа зубьев в зацепление (рис. 5). Максимальная величина отрицательных зазоров у вершин зубьев гибкого колеса привода перефутеровки рудоразмольной мельницы, нагруженной крутящим моментом $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, составляет $j_{aq} = -0,25$ мм. При таких значениях отрицательных зазоров в зацеплении передача крутящих моментов невозможна. Для устранения отрицательных зазоров в деформированном зубчатом зацеплении, необходимы конструктивные решения, исключающие ин-

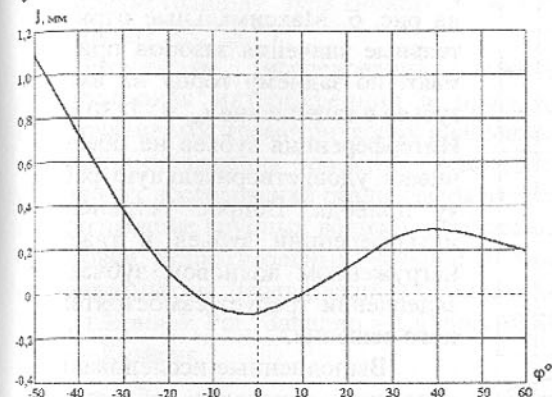


Рис. 3. Зазоры у вершины зубьев гибкого j_{aq} и жесткого j_{ab} колес привода наклона миксера МП-600 при отсутствии нагрузки

терференцию зубьев под нагрузкой.

На торцах зубчатых колес в тяжело нагруженных волновых зубчатых передачах наблюдаются следы неравномерного износа повышенной ин-

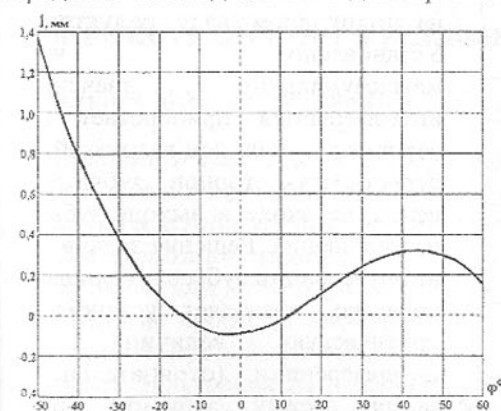


Рис. 4. Зазоры у вершин зубьев гибкого j_{aq} и жесткого j_{ab} колес привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР5500×7500 без нагрузки

тенсивности. Это обусловлено главным образом перекосом под нагрузкой зубьев гибкого колеса по длине относительно направления зубьев жесткого колеса, а также конусообразной деформацией гибкого колеса. В результате этого зазоры у вершин зубьев гибкого колеса по переднему торцу j_{aq1}, j'_{aq1} и заднему торцу j_{aq2}, j'_{aq2} при входе и выходе из зацепления принимают предельные значения. Графические зависимости этих зазоров от положения относительно большой оси генератора волн в нагруженной волновой передаче привода механизма перефутеровки рудо-

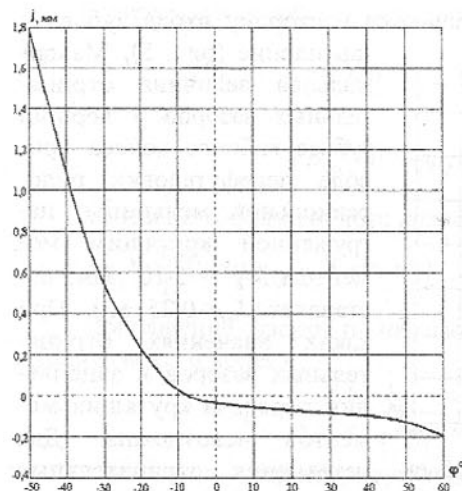


Рис. 5. Зазоры у вершин зубьев гибкого j_{aq} и жесткого j_{ab} колес привода перефутеровки рудоразмольной мельницы при нагрузке $5 \cdot 10^5$ Нм

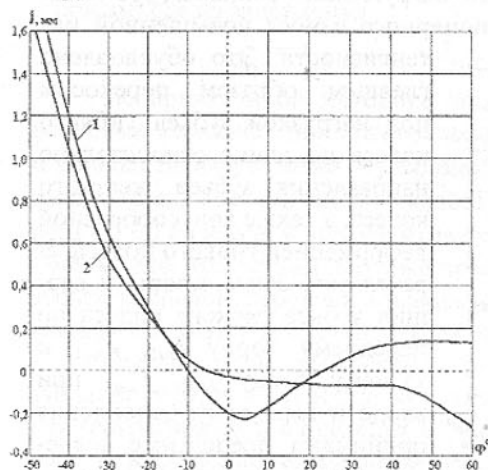


Рис. 6. Зазоры у вершины зубьев гибкого колеса по переднему торцу j_{aq1} (кривая 1) и заднему торцу j_{aq2} (кривая 2) привода перефутеровки рудоразмольной мельницы, при нагрузке $5 \cdot 10^5$ Нм

размольной мельницы, приведены на рис. 6. Максимальные отрицательные значения зазоров принимают по заднему торцу на входе зубьев в зацепление $j_{aq} = -0,30$ мм. Интерференция зубьев не обеспечивает удовлетворительную работу привода. Вопрос устранения интерференции зубьев в тяжело нагруженном волновом зубчатом зацеплении требует самостоятельного решения.

Выполненные исследования позволили определить область и величину интерференции зубьев деформированного зацепления волновой передачи в зависимости от размеров зубьев, характеристики зацепления, конструктивных параметров дискового генератора волн, фазы зацепления, крутящего момента на тихоходном валу редуктора. Установлено, что максимальные значения интерференции приобретает на вершинах зубьев под нагрузкой, в окрестностях торцов зубчатого венца, на входе и выходе зубьев из зацепления. Решение задачи об интерференции зубьев в волновой передаче, позволяет установить критическую величину их интерференции (отрицательного зазора между зубьями), при которой наступает проскок зубьев, наблюдающийся только в крупных волновых передачах. Началом проскока зубьев служит условие, при котором абсолютная величина отрицательного зазора

между вершинами зубьев на входе в зацепление $|\Delta|$ превышает суммарную толщину зуба гибкого S_a^f и жесткого колес S_a^k по хордам их вершин, $|\Delta| > (S_a^f + S_a^k)$.

Результаты исследований позволяют определить область существования интерференции и проскока зубьев, в зависимости от конструктивных, геометрических и силовых факторов волновых передач, на стадии проведения проектно - конструкторских работ. Результаты выполненных исследований реализованы на АО «НМЗ» при проектировании и производстве крупных волновых зубчатых редукторов механизмов перефутеровки рудоразмольных мельниц и поворота передвижного миксера, поставленных на Лебединский и Стойленский ГОКи, г. Губкин, Северный ГОК, г.Кривой Рог, Западно - Сибирский металлургический комбинат, г. Ново - Кузнецк.

Список литературы: 1. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения: Справочник. - М. - Л.: ГНТИМЛ, 1959. - 608 с. 2. . Стрельников В.Н., Севостьянов С.В., Панков В.А. Прогрессивные технические решения в редукторостроении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сб. тр. VIII международной научно - техн. конф. - Донецк: Донецкий государственный технический университет. - 2001. - т.2. - С. 180-183.

Статья поступила в редакцию 21.05.2002 г.

ПНЕВМОТРАНСПОРТ В РЕЖИМЕ УПРУГОЙ ФИЛЬТРАЦИИ

Чальцев М.Н., Мусиенко В.Н. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

The equation of gas filtration through a bed of a bulk material is given for pneumatic conveying basing on the Darcy law and on the assumption of compressibility of a solid-gas mixture. The example of the decision of the linearizing equation of filtration, suitable for calculation of pressure in bunkers and pipelines of the various forms is given.

Многие процессы пневмотранспорта сопровождаются фильтрацией газа через зернистый сыпучий материал. Наиболее существенное влияние оказывает фильтрация на начальной стадии движения транспортируемой смеси при значительной ее концентрации.

В накопительных бункерах, в емкостях камерных насосов, на вертикальных или наклонных участках трассы накапливается значительное количество сыпучего транспортируемого материала в плотном состоянии. Фильтрация воздуха в этих слоях сопровождается термомассообменом, генерирует силовые поля, что приводит в движение транспортируемую

смесь.

Согласно [1], при оценке устойчивости слоя, скорость фильтрации и давление являются наиболее существенными характеристиками процесса перехода пылегазовой смеси из плотного в псевдосжиженное состояние. В этой связи представляется целесообразным всестороннее изучение процессов фильтрации даже на современном уровне изученности вопроса.

Существенно важной характеристикой процесса является пористость слоя, представляющая отношение объема пустот ко всему объему слоя.

Сложность процессов, происходящих в пневмотранспортных системах, не позволяет достаточно точно описать их математически. Поэтому использование идеализированных моделей, базирующихся на феноменологическом представлении, имеет большое практическое значение.

Основополагающим уравнением фильтрации, как известно, является уравнение закона Дарси:

$$\bar{\omega} = -C_{\phi} \nabla H = -C_{\phi} \nabla \left(\frac{P}{\gamma} + Z \right), \quad (1)$$

где $\bar{\omega}$ — скорость фильтрации; $\nabla(\dots) = \text{grad}(\dots)$; $H = \frac{P}{\gamma} + Z$ — напор; P — давление; Z — нивелирная высота; $\gamma = \rho g$ — объемный вес жидкости или газа; ρ — его плотность; g — ускорение свободного падения; C_{ϕ} — коэффициент фильтрации [2,3].

Коэффициент фильтрации вычисляется по формуле:

$$C_{\phi} = \frac{k_n \gamma}{\mu} = \frac{k_n g}{\nu}, \quad (2)$$

где k_n — коэффициент проницаемости среды; μ — коэффициент динамической вязкости газа; ν — кинематический коэффициент вязкости, связанный с первым зависимостью $\mu = \rho \nu$ [3].

Физическая скорость движения газа $\bar{v}$ связана со скоростью фильтрации зависимостью

$$\bar{v} = \frac{1}{m_n} \bar{\omega}, \quad (3)$$

где m_n — пористость слоя сыпучей среды [3].

В литературе приведены различные зависимости, позволяющие определить пористость [1]. Однако они не учитывают изменение этой величины под действием газа в процессе его фильтрации.

Пористость зависит от таких факторов как форма и размеры частиц сыпучего материала, способов и средств его загрузки в емкость и др. Однако, давление газа в процессе его фильтрации является одним из наиболее существенных факторов, влияющих на параметр m_n .

Сложную зависимость можно описать, используя понятие об упру-

гой фильтрации [3].

Согласно [3] эффективная плотность газа в пустотах и пористость определяются формулами:

$$\bar{\rho} = m_n \rho; \quad \rho = \rho_0 e^{\beta_1 (P - P_0)}; \quad m_n = m_0 e^{\beta_2 (P - P_0)}, \quad (4)$$

где $\bar{\rho}$ — эффективная плотность; ρ — плотность газа; ρ_0, m_0 — фиксированные значения плотности и пористости соответственно при давлении $P = P_0$; P_0 — давление до начала фильтрации (начальное давление); β_1, β_2 — коэффициенты объемного сжатия газа и его фильтрующей среды соответственно.

Заметим, что экспоненциальная зависимость плотности и пористости от перепада давлений имеет достаточно строгое теоретическое обоснование, основанное на предположении об упругости объемной деформации.

Предположение о линейной упругости деформации объема для сыпучих сред обосновывается в теории пластичности [4–6]. Объемная деформация газов так же упруга, но не линейна. Вместе с тем эту зависимость можно достаточно точно аппроксимировать линейной функцией в небольшом диапазоне изменения давлений.

В дальнейшем мы будем изучать процесс при небольших перепадах давлений. Поэтому коэффициент β_1 вычисляется как секущая диаграммы давление — объемная деформация в окрестности точки ρ_0 или как касательная к кривой в этой точке.

Величины $\beta_1(P - P_0)$ и $\beta_2(P - P_0)$ представляют собой объемную деформацию газа и сыпучей среды соответственно.

Можно показать, что общее решение уравнения неразрывности

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (5)$$

имеет вид:

$$\rho = \rho_0 e^{-(\Theta - \Theta_0)}, \quad (6)$$

где ρ_0, Θ_0 — соответственно начальные значения плотности и объемной деформации; $\Theta = \int_0^t \nabla \cdot \bar{v} d\tau$ — деформация объема; $\nabla \cdot \bar{v} = \frac{\partial \Theta}{\partial t}$ — дивергенция скорости, определяющая скорость объемного расширения среды.

При этом необходимо условие равенства нулю конвекции объемной деформации

$$\bar{v} \cdot \nabla \Theta = 0. \quad (7)$$

Иначе говоря, объемное расширение среды происходит в направлении ортогональном линиям тока (скорости движения среды).

В предположении о линейной упругости объемной деформации, учитывая, что положительной считается деформация расширения, мы получаем формулы (4). Как видим, зависимости (4) достаточно строго теоре-

тически обоснованы.

Указанные выше зависимости позволяют составить уравнение упругой фильтрации в процессе пневмотранспорта.

Преобразуем уравнение (1) к более удобному виду.

Во-первых, заметим, что при перепаде нивелирных высот до нескольких сот метров, влияние, оказываемое величиной Z , в формуле (1) будет не более нескольких процентов, что меньше точности ввода исходных данных, определяемых на основании опыта.

Действительно, сравним величины $\frac{P}{\rho}$ и gZ . Первая из них определяет квадрат скорости звука в газе [2] и имеет порядок в нормальных климатических условиях $10^5 \text{ м}^2/\text{с}^2$. Величина gZ при Z меньше нескольких сот метров имеет порядок $10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$. По сравнению с P/ρ имеем порядок малости 10^{-2} . Поэтому, пренебрегая вторым слагаемым под знаком градиента в формуле (1), мы допустим ошибку меньше погрешности измерений исходных параметров.

Таким образом, пренебрегая влиянием нивелирных высот на процесс фильтрации, перепишем уравнение (1) в таком виде

$$\bar{\omega} = -\frac{k_n}{v} \nabla \left(\frac{P}{\rho} \right) = -\frac{k_n}{v} \left(\frac{1}{\rho} \nabla P + P \nabla \left(\frac{1}{\rho} \right) \right). \quad (8)$$

Второе слагаемое в формуле (11) преобразуем с использованием уравнений (4).

Имеем:

$$P \nabla \left(\frac{1}{\rho} \right) = -\frac{P}{\rho^2} \nabla \rho. \quad (9)$$

Поскольку $\frac{1}{\rho} \nabla \rho = \nabla \ln \rho$, то уравнение (9) записываем так:

$$P \nabla \left(\frac{1}{\rho} \right) = -\frac{P}{\rho} \nabla \ln \rho.$$

Используя уравнение (4) получим:

$$P \nabla \left(\frac{1}{\rho} \right) = -\frac{\beta_1 P}{\rho} \nabla P. \quad (10)$$

Таким образом, уравнение (8) принимает следующий вид:

$$\bar{\omega} = -\frac{k_n(1-\beta_1 P)}{v} \frac{1}{\rho} \nabla P. \quad (11)$$

Множитель $\frac{k_n(1-\beta_1 P)}{v}$ можно понимать как коэффициент фильтра-

ции сыпучей среды в процессе пневмотранспортирования в режиме упругой фильтрации. С увеличением давления этот коэффициент уменьшается и, наоборот, с уменьшением давления он возрастает.

Давление в процессе упругой фильтрации играет двоякую роль. С одной стороны увеличение давления приводит к повышению плотности газа и пористости сыпучей среды, но с другой стороны это уменьшает коэффициент, что снижает скорость фильтрации.

Следует, однако, заметить, что произведение коэффициента упругости на давление, или, что то же, отношение давления к модулю упругости, достаточно малая безразмерная величина, имеющая порядок $10^{-2} \div 10^{-3}$. Поэтому влияние давления на коэффициент фильтрации будет не таким уж и большим.

Для получения замкнутой системы уравнений, привлекаем уравнение неразрывности (5), записанное в виде:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{v}) = 0.$$

В это уравнение вместо плотности нужно подставить эффективную плотность, используя формулу (4), а вместо скорости фильтрации – физическую скорость, определяемую уравнением (3). В результате получаем

$$\frac{\partial(m_n \rho)}{\partial t} = \nabla \cdot \left(\frac{k_n(1-\beta_1 P)}{v} \nabla P \right). \quad (12)$$

Производную по времени от эффективной плотности можно линеаризовать на основании нижеследующего.

Разложим функцию $m_n \rho$ в степенной ряд в окрестности точки P_0

$$m_n \rho = m_0 \rho_0 e^{(\beta_1 + \beta_2)(P - P_0)} = m_0 \rho_0 (1 + (\beta_1 + \beta_2)(P - P_0) + \dots). \quad (13)$$

Безразмерная величина $(\beta_1 + \beta_2)(P - P_0)$ имеет порядок $10^{-2} \div 10^{-4}$. Поэтому, ограничиваясь линейным членом ряда (13), и отбрасывая члены более высокого порядка малости, получим

$$m_n \rho \approx m_n \rho (1 + (\beta_1 + \beta_2)(P - P_0)). \quad (14)$$

В таком случае можно записать достаточно точно:

$$\frac{\partial(m_n \rho)}{\partial t} \approx m_0 \rho_0 (\beta_1 + \beta_2) \frac{\partial P}{\partial t}. \quad (15)$$

Уравнения (12) с использованием (15) принимает следующий вид:

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \nabla \cdot (\chi \nabla P), \quad (16)$$

где

$$\chi = \frac{k_n(1-\beta_1 P)}{m_0 \rho_0 (\beta_1 + \beta_2)}. \quad (17)$$

Величина χ определяет коэффициент пьезопроводности среды. Он характеризует способность среды передавать давление так же, как коэффициент теплопроводности – способность проводить тепло.

Если в сыпучей среде в процессе пневмотранспортирования происходит тепломассообмен и (или) фильтрация происходит в физических полях различной природы, то уравнение (16) будет неоднородным и его нужно записать с учетом влияния указанных факторов в таком виде

$$\frac{\partial P}{\partial t} - \nabla \cdot (\chi \nabla P) = F, \quad (18)$$

где F – функция, характеризующая влияние тепломассообмена и физических полей на процесс упругой фильтрации.

Уравнения (16) или (18) нелинейные уравнения в частных производных второго порядка параболического типа. В общем случае интегрирование таких уравнений сопряжено с большими математическими трудностями.

Однако, заметим, что безразмерная величина $\beta_1 P$, имеющая порядок $10^{-2} \div 10^{-3}$, может быть принята в качестве малого параметра, характеризующего отклонение коэффициента пьезопроводности от величины

$$\chi_0 = \frac{k_n}{\nu m_0 \rho_0 (\beta_1 + \beta_2)}. \quad (19)$$

Это позволяет интегрировать уравнения (16) или (18) методом малого параметра. При этом с достаточно большой степенью точности можно ограничить решение первым или вторым приближением.

Еще одним упрощением, позволяющим облегчить интегрирование уравнений (16) и (18), является то, что давление незначительно зависит от времени, поскольку величина $(\beta_1 + \beta_2) \frac{\partial P}{\partial t}$ имеет порядок $10^{-2} \div 10^{-4} \text{ с}^{-1}$.

Поэтому, пренебрегая производной давления по времени по сравнению с величиной $\nabla \cdot (\chi \nabla P)$, мы допускаем совсем небольшую ошибку.

В этом случае уравнение (16) принимает более простой вид:

$$\nabla \cdot \left(\frac{k_n (1 - \beta_1 P)}{\nu} \nabla P \right) = -\nabla \cdot \left(\frac{k_n}{2\nu \beta_1} \cdot \nabla (1 - \beta_1 P)^2 \right) = 0. \quad (20)$$

Если коэффициент проницаемости и коэффициент кинематической вязкости не зависят от координат, то уравнение (20) преобразуется в уравнение Лапласа относительно функции $(1 - \beta_1 P)^2$

$$\Delta (1 - \beta_1 P)^2 = 0. \quad (21)$$

Очевидно, решить это линейное уравнение гораздо проще, чем исходное уравнение.

Когда тепломассообмен и влияние физических полей на фильтрацию имеют существенные значения, вместо уравнения (21) нужно записать уравнение Пуассона:

$$\Delta (1 - \beta_1 P)^2 = -\frac{2\nu \beta_1}{k_n} F. \quad (22)$$

Это так же линейное уравнение, методы решений которого хорошо разработаны.

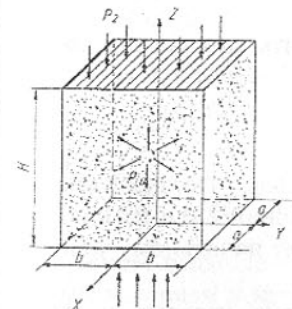
Таким образом, получено уравнение упругой фильтрации (16) или (18) и предложены методы его решения. Следует отметить, что данное уравнение, описывающее фильтрацию газа в пневмотранспорте сыпучих материалов, отличается от уравнения фильтрации газов в пористых средах, например, в массивах горных пород под землей, которое имеет вид для однородной среды [3]

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{k_n}{2\mu m_n} \Delta P^2. \quad (23)$$

В качестве примера интегрирования уравнения (16) рассмотрим задачу об упругой фильтрации газа в бункере или трубопроводе на вертикальных участках трассы.

Бункер в форме прямоугольного параллелепипеда или кругового цилиндра высотой H засыпан сыпучим материалом и в этом материале установилось постоянное равномерное давление до начала фильтрации, равное P_0 .

Затем, в некоторый момент времени, соответствующий началу фильтрации, на торцевые поверхности бункера, ограничивающие сыпучий материал по высоте, подали равномерное и постоянное давление P_1 на нижней поверхности и P_2 на верхней поверхности. Под действием перепада давлений на граничных поверхностях происходит фильтрация газа через сыпучий материал.



Задача состоит в определении закона распределения давления в пространстве и времени при распространении газа через сыпучий материал, заполняющий бункер.

Рассмотрим сначала бункер в форме прямоугольного параллелепипеда. Введем декартову систему координат. Ее начало разместим в центре тяжести нижнего основания.

Составим краевые условия задачи:

1) Начальное условие сводится к тому, что при $t=0$, $P = P_0$.

$$(P(x, y, z, t=0)) = P_0; \quad (24)$$

2) Граничные условия:

$$\begin{cases} P(x, y, z=0, t) = P_1 & (P|_{z=0} = P_1) \\ P(x, y, z=H, t) = P_2 & (P|_{z=H} = P_2) \end{cases} \quad (25)$$

На боковых поверхностях $x = \pm a$; $y = \pm b$ необходимо задать условие непроницаемости стенок бункера для газа. На этих плоскостях скорость фильтрации равна нулю. Поэтому, согласно (11), имеем:

$$\vec{\omega} \cdot \vec{i} = \omega_x = -\frac{k_n(1-\beta_1 P)}{\nu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=\pm a} = 0$$

$$\text{или, что то же } \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=\pm a} = 0. \quad (26)$$

$$\text{Аналогично получаем } \frac{\partial P}{\partial y} \Big|_{y=\pm b} = 0. \quad (27)$$

Таким образом, мы сформулировали смешанную задачу для уравнения фильтрации. Решим эту задачу в упрощенной постановке без учета влияния давления на коэффициент фильтрации. В этом случае уравнение (16) принимает вид:

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \chi_0 \Delta P, \quad (28)$$

где χ_0 определяется по формуле (19).

Уравнение (28) сходно с уравнением теплопроводности и уравнением диффузии для однородных сред. Методы решения этих уравнений приведены в литературе [7].

Граничному условию (25) можно удовлетворить, приняв частное решение уравнения (28) в виде:

$$P^* = P_1 + \frac{P_2 - P_1}{H} Z. \quad (29)$$

Непосредственной проверкой можно убедиться, что давление P^* , определяемое формулой (29), удовлетворяет уравнению (28) и граничному условию (25). Однако, это решение не удовлетворяет начальному условию задачи (24) при произвольных значениях P_1, P_2, Z .

Общее решение уравнения (28) при заданных краевых условиях (24)-(27) будем искать в виде суммы частного решения (29) и решения, удовлетворяющего однородным смешанным граничным условиям и начальному условию

$$\tilde{P}|_{t=0} = P_0 - P_1 - \frac{P_2 - P_1}{H} Z = (P_0 - P_1) \left(1 - \frac{P_2 - P_1}{P_0 - P_1} \cdot \frac{Z}{H} \right). \quad (30)$$

Граничные условия для функции $\tilde{P}$ записываются в виде:

$$\tilde{P}|_{Z=0} = 0; \quad \tilde{P}|_{Z=H} = 0; \quad \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} \Big|_{x=\pm a} = 0; \quad \frac{\partial \tilde{P}}{\partial y} \Big|_{y=\pm b} = 0. \quad (31)$$

Общее решение уравнения (28) представляется в виде суммы двух решений: $P = \tilde{P} + P^*$. (32)

Вследствие независимости краевых условий задачи (30), (31) от координат x и y , от этих координат не должно зависеть общее решение P^* уравнения (28). Поэтому это уравнение становится одномерным и принимает следующий вид:

$$\frac{\partial P^*}{\partial t} = \chi_0 \frac{\partial^2 P^*}{\partial Z^2}. \quad (33)$$

На основании приведенного выше заключаем, что если удастся реализовать такие краевые условия, чтобы в начальный момент в бункере давление газа было равномерным, а торцевые давления в течение всего времени фильтрации были постоянными, то процесс фильтрации в бункерах различной цилиндрической формы будет протекать одинаково. Этот процесс не будет зависеть от формы поперечного сечения бункера. Таким образом, решение задачи, приведенное ниже, пригодно для бункеров и трубопроводов различной формы поперечного сечения.

Уравнение (33) решается методом разделения переменных в виде суммы ряда Фурье [7].

Частное решение уравнения (33), удовлетворяющее однородному граничному условию

$$P^*|_{Z=0} = 0; \quad P^*|_{Z=H} = 0 \quad (34)$$

представляется в виде [7]

$$P_n^* = C_n e^{-\chi_0 \lambda_n^2 t} \sin \frac{\pi n}{H} Z, \quad (35)$$

где $\lambda_n = \left(\frac{\pi n}{H} \right)^2$; C_n — постоянная.

Общее решение уравнения (33), удовлетворяющее однородным граничным условиям и начальному условию (30), представляется в виде ряда Фурье:

$$P^*(Z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n e^{-\left(\frac{\pi n}{H} \right)^2 \chi_0 t} \sin \frac{\pi n}{H} Z, \quad (36)$$

в котором коэффициенты вычисляются по формулам:

$$C_n = \frac{2}{H} \int_0^H (P_0 - P_1) \cdot \left(1 - \frac{P_2 - P_1}{P_0 - P_1} \frac{\xi}{H}\right) \sin \frac{\pi}{H} \xi d\xi =$$

$$= \frac{2(P_0 - P_1)}{H} \int_0^H \left(1 - \frac{\alpha \xi}{H}\right) \sin \frac{\pi}{H} \xi d\xi, \quad (37)$$

где $\alpha = \frac{P_2 - P_1}{P_0 - P_1}$.

Коэффициенты C_n вычисляются в явном виде:

$$C_n = \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi n} \left(1 - (-1)^n (1 - \alpha)\right). \quad (38)$$

Таким образом, общее решение поставленной задачи, согласно предыдущему имеет вид:

$$P = P_1 + \frac{P_2 - P_1}{H} Z + \frac{2(P_0 - P_1)}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - (-1)^n (1 - \alpha)}{n} e^{-\left(\frac{\pi n}{H}\right)^2 Z^2} \sin \frac{\pi n}{H} Z. \quad (39)$$

Из полученного решения, представленного формулой (39), видно, что давление фильтрации существенно зависит от нескольких величин: от давления в начале координат; перепадов давлений $P_2 - P_1$ и $P_0 - P_1$, безразмерного комплекса $\alpha = \frac{P_2 - P_1}{P_0 - P_1}$, а также от высоты фильтрующего слоя

H и коэффициента пьезопроводности. При этом последний влияет существенно на скорость затухания процесса.

В рамках сформулированных выше краевых условий задачи первые два слагаемых в формуле (39) не зависят от времени и оказывают наиболее существенное влияние на давление фильтрации.

В силу теоремы существования и единственности, доказанной в курсах математической физики [7], приведенное выше решение уравнения фильтрации (28) единственно. Других решений, отличных от данного, существовать не может.

Список литературы: 1. Забродский С.С. Гидродинамика и теплообмен в псевдооживленном слое. — М. — Л.: Государственное энергетическое издательство, 1963. — С.13-40. 2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1987. — С. 103-105, 431. 3. Ершов Л.В. и др. Механика горных пород. — М.: Недра, 1987. — С. 132-148. 4. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. — М.: Физматгиз, 1969. — С. 49-90. 5. Соколовский В.В. Теория пластичности. — М.: Высшая школа, 1969. — 608 с. 6. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. — М.: Гостехиздат, 1954. — С. 40-62. 7. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. — М.: Наука,

1977. — С. 180-241.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

ANALYSIS OF WAVINESS TO GRINDING

Sârbu I., Pruteanu O.V., Paraschiv Dr.

(Technical University "Gh. Asachi" Iassy, Romania)

Various aspects of waviness generated on the grinding workpiece and wheel circumferences are investigated with the aim of studying chatter vibration. For such a study it is also essential to consider the coefficients of wheel contact stiffness and grinding wheel wear. Nonuniform hardness and unbalance in a grinding wheel are studied as possible sources of accelerating the growth of self-excited vibrations.

1. THEORETICAL CONSIDERATIONS

The formation of waviness on the grinding wheel and workpiece circumferences is usually associated with what may appear during grinding. These vibrations can be divided into the following three groups:

♦ Forced vibration of the machine tool structure or its various parts caused by the action of excitation forces. The magnitude of the periodic force and its change with time may not be known, the presence of force can be identified by the frequency which normally coincides with the speed of some rotating or reciprocating parts in the system. The most common source of forced vibration in grinding processes is usually connected with the grinding wheel unbalance[1],[4], and the number of waves formed on the workpiece periphery is proportional to the rotational speed of the wheel spindle.

♦ "Passive" vibrations transmitted through foundations from other machines or resulting from changes in the workpiece material, nonuniform wear, etc. Vibrations of this type can also be classified as forced.

♦ Self-excited vibration generated by the internal forces formed by the cutting action, without the presence of any external periodic forces. Under conditions of chatter certain high frequency waves may be observed on the wheel circumference, and as a result of their formation the state of chatter will continue to develop.

In Fig.1, the relationship between wheel waviness, workpiece roughness and workpiece vibrations are shown as functions of grinding time. For different times of machining, the amplitude of wheel waviness and workpiece roughness are not proportional to the amplitude of workpiece vibrations. The basic equations of motion are derived on the assumption that the amplitude of vibration in radial grinding forces. The validity of this assumption, will depend

largely on the characteristics of the G-W-M (Grinding Wheel-Workpiece-Grinding Machine) system and certain dynamic factors associated with the cutting action

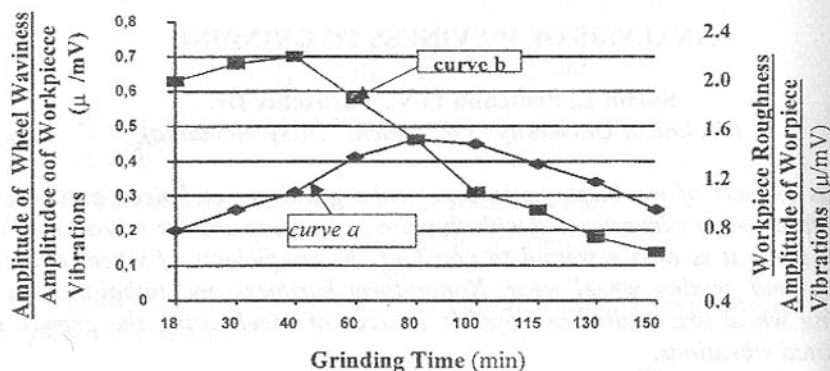


Fig. 1. Relationship between workpiece vibrations and surface irregularities as a function of grinding time

itself. Amongst those dynamic factors, the wheel contact stiffness, and the coefficient of grinding wheel wear play a very significant part. The wheel contact stiffness can be defined as a measure of elastic rigidity of the contact zone formed by the wheel and the workpiece. That by considering the wheel contact stiffness, the frequency of chatter vibrations can be shown to be equal to the natural frequency of the G-W-M system. In analysing the basic equations of motion, some of the authors assumed that the amplitude of chatter vibration during grinding remains relatively small. On the basis of the above assumption the equation derived for chatter vibration [12] would be of the form,

$$A(t) = p(q)^t \quad (1)$$

Where t = grinding time; $A(t)$ = amplitude of vibration at time t ; $p = f(k_3)$ and $q = f(k_3, k_n)$. Equation (1) suggest an infinite rise in the amplitude of chatter vibration; in reality, such infinite rise cannot be confirmed experimentally and instead a finite amplitude is usually observed. To the changes in the amplitude of chatter vibrations, it has also been established [4], [9], that with increase in grinding time, the frequency of chatter vibrations decreases as their amplitude increases. As was shown earlier if x and α represent the amplitude of vibrations and C the damping coefficient of the system then the energy of excitation W_e can be expressed as follows,

$$W_e = \frac{C}{2} \alpha^2 x^2 \quad (2)$$

It from equation (2) that at any given level of excitation energy, an increase in the amplitude should decrease the frequency and vice versa.

2. Experimental Results

To analyse the process of generating surface waves on the wheel periphery,

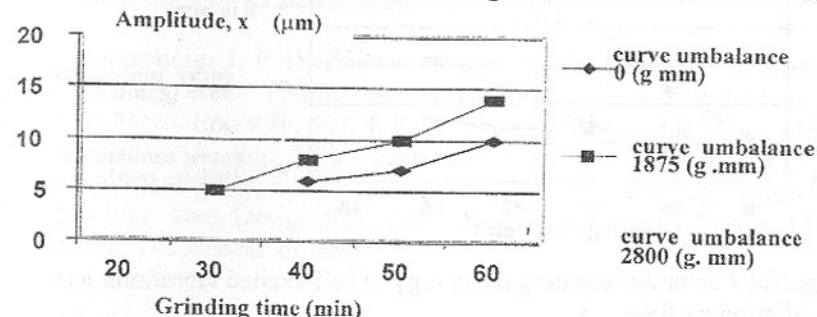


Fig. 2(a) Amplitude of wheel waviness as a function of grinding time. A number of standard grinding wheels were selected. In all cases the wheels were balanced before dressing, and to study the effect of centrifugal force, certain amounts of unbalance were added afterwards. Figure 2(a) shows the amplitude of wheel waviness (x) plotted as a function of grinding time, for three wheels with different unbalance. As can be seen from the figure, a build-up of waviness starts earlier on wheels with greater unbalance. Fig. 2(b), the frequency of self excited vibrations is plotted for wheels with different amounts of unbalance. In case of higher unbalance, the frequency of chatter vibrations is smaller because of the lower magnitude of k_3 . The influence of

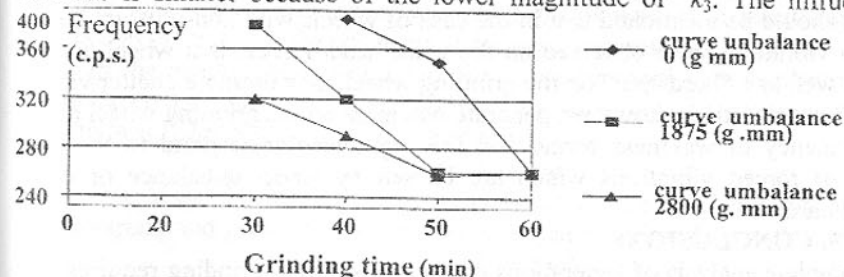


Fig. 2(b) Frequency of wheel waviness as a function of grinding time. wheel unbalance can be further studied by comparing the excitation energy provided by wheel with various magnitudes of unbalance. The energy of self-excited vibrations is consumed mainly by the process of forming the waves on the wheel periphery. Therefore, when the amplitude and the frequency of the waviness for various magnitudes of wheel unbalance are known (as shown in fig. 2), the energy of vibrations can be calculated by applying equation (2). The coefficient of damping c which appears in this equation may be considered constant since the dynamic characteristics for the G-W-M system remain un-

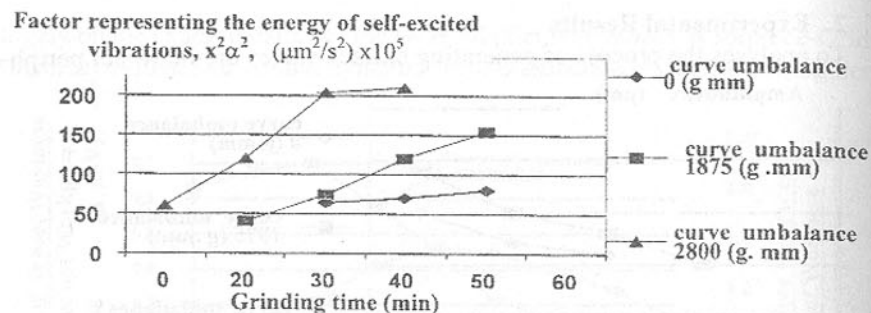


Fig.2(c). Factor representing the energy of self-excited vibrations as a function of grinding time

changed. The amplitude of resonance vibrations in the equation is assumed to be equal to the amplitude of wheel waviness. The factor representing the energy of self-excited vibrations is plotted as a function of grinding time, fig.2(c). It will be seen that a wheel with higher unbalance will accumulate a greater amount of excitation energy. Finally, special wheels were manufactured to study the effect of variation in the wheel hardness. Ideally, these wheels should have two different hardness sectors located opposite to each other. Since such wheels would possess very large unbalance, wheels with four different sectors were used instead. These wheels had different hardness in the adjacent sectors but with the same hardness in diametrically opposite sectors.

It should be mentioned that in the case of wheels with non-uniform hardness, no vibrations were observed on the wheelhead. Hence, that wheel unbalance, as well as a "hard spot" on the grinding wheel, may promote chatter vibrations. These vibrations, however, generate waviness on the grinding wheel only. The frequency of waviness formed on the workpiece correspond to the frequency of forced vibrations which are caused by wheel unbalance or non-uniform hardness.

3. CONCLUSIONS

- A complete analysis of generations of waviness during grinding requires not only the measurement of vibrations but also the measurement of surface profiles of the workpiece and grinding wheel peripheries.
- To study chatter vibrations it is essential to consider the coefficient of wheel contact stiffness and the coefficient of grinding wheel wear. Both these coefficients, being non-linear in character, will influence the linearity of the basic equation describing the motions in the cases when chatter vibrations are being developed.

- Any relative vibrations in the radial directions results in a greater waviness on the wheel as compared with that on the workpiece. With increase in frequency this effect becomes more pronounced.

References: 1. P. D. Singhal, - Ph. D. Thesis, University of Birmingham. 2. G. Sweeney, - Ph.D. Thesis, University of Birmingham. 3. R.S. Hahn, - Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 76, 593. 4. P. Landberg, - Microtecnic No. 11, 18. 5. R.S. Hahn, - Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 81, 201. 6. M. Polacek and L. Pluhar, - Werkzeugmaschinen Bert Wis, 2, C59. 7. G. Pahlitzsch and E. O. Cuntze, - Proc. 6th, Machine Tool Design Res. Conf. 8. I. Sarbu- Ph. D. Thesis, (Technical University "Gh. Asachi" of Iassy;

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

THE USING OF THE FACING TEST TO EVALUATE THE MACHINABILITY

Slatineanu L., Coteață M., Nagiț Gh., Dodun O.
(Gh. Asachi" Technical University of Iași, Romania)

One of the machinability present test is so called facing test. In the laboratory for mechanical manufacturing technology of the "Gh. Asachi" Technical University of Iași - Romania, a variant of facing test was proposed. The paper presents some aspect concerning the using of this variant. A special attention was accorded to the influence exerted by some experimental conditions on the value of the machinability indicator. Some experimental tests were realized to verify the connection of the results obtained by means of the variant proposed by us with those obtained by long duration tests

1. Introduction

One of the frequent used criterion to evaluate the machinability of different materials and probably the first criterion used in time is constituted by the wear of the tools. The capacity of a material to wear a tool during cutting is a machinability indicator.

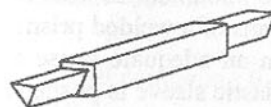


Fig. 1. Tool proposed for facing test

The most known rapid test to evaluate the machinability of a material on the base of the tool wear is the facing test [1, 2, 4]. 40 years ago, W. Brandsma proposed some general rules to apply a facing test. At present,

a variant proposed by P. Mathon from the Renault enterprises [3] permits to obtain in short time an image about the machinability of a metallic material; such a variant is known under the name "the test Renault - Mathon".

In principle, the French researcher proposed an intensifying of the cutting conditions (especially the cutting speed) until values that assure the wear of the tool edge even in case of bars of small diameter (20...40 mm); these bars are often used in the car industry.

P. Mathon proposed supplementary to use the diameter ($D_{0,20}$) for which a tool wear of 0.2 mm on direction of the test piece rotation axis is generated as criterion for machinability evaluation by means of the tool wear.

2. Variant proposed for the facing test

Using the Renault - Mathon test at the "Gh. Asachi" Technical University, we noticed some difficulties: the tool has a special form and we must sharp the tool after every experience (this needing time).

To decrease the time for facing machinability test, we proposed to be used a tool having the form shown in figure 1. This tool (executed of tools steel) has a part with a cross section having a form of an equilateral triangle. Thus, three tool points will be able to be used; after a tool point is worn, a tool rotation with 120 degrees will bring a new tool point in work position. After we wore all the three tool points, we are obliged, of course, to re-sharp the tool.

To assure a correct position for the tool, the device presented in figure 2 was used. The tool 1 is clamped in an elastic sleeve 2. The body 3 of the device can be mounted in the tool support by means of a welded prism 4. If we rotate in an adequate sense the wheel 6, the elastic sleeve is pushed in

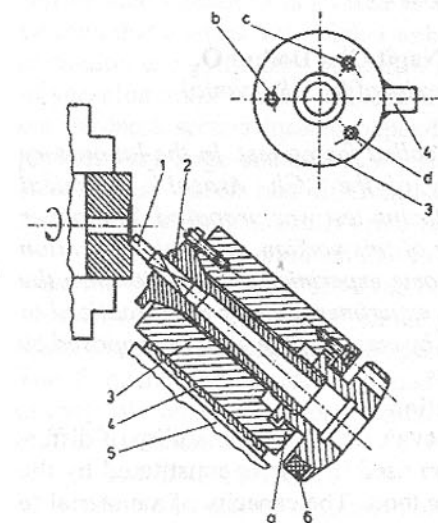


Fig. 2. Device for machinability study by facing test

the body 3 and, because of its elastic deformation, the tool 1 is clamped.

The position of the elastic sleeve 2 is assured by means of a threaded pin and of some grooves existing in the elastic sleeve.

After using a tool point (as consequence of a realized test), a rotation in inverse sense of the wheel 6 will determine the pushing of the elastic sleeve to

the exterior; if the collar of the elastic sleeve exceeds the threaded pin, a rotation of the sleeve with 120° is possible.

To obtain different positions of the cutting tool (in fact, to obtain different values for the rake angle), the threaded pin can be assembled in other holes (b or c) placed on the frontal face of the device body.

The device was tested on some steel workpieces. As working parameters, we used: side relief angle $\alpha=60^\circ$, rake angle $\gamma=0^\circ$, entering angle $\chi=60^\circ$, end cutting edge angle $\chi_1=30^\circ$. The value of the diameter $D_{0,20}$ was measured taking into consideration the tool wear reflected on the workpiece surface; with this end in view, an indicator with magnetic support was placed on the cross slide of the lathe.

We took into consideration the hypothesis that the value of the diameter $D_{0,20}$ can be influenced by the rotation speed n , the transversal feed f and by the diameter D_i of the initial hole, in keeping with the relation:

$$D_{0,20} = C_0 n^{C_1} f^{C_2} D_i^{C_3} \quad (1)$$

where C_0 , C_1 , C_2 and C_3 are constants specific to each material.

To diminish the number of the experimental tests, we used a program type planned factorial orthogonal experiment at two levels. The first experimental researches showed that the value of the coefficient C_3 is very small; this means that the diameter D_i of the initial hole does not

exert practically an influence on the diameter $D_{0,20}$. Thus, during the next experimental researches, we did not take into consideration the parameter D_i . Finally, we established the following empirical relations:

- for a steel containing 0,45 % carbon (steel 1):

$$D_{0,20} = 3523 n^{-0,959} f^{-0,477} \quad (2)$$

- for a steel containing 0,41 % carbon, 1,1 % chrome and 0,25 % molybdenum (steel 2):

$$D_{0,20} = 1756 n^{0,862} f^{0,446} \quad (3)$$

- for a stainless steel containing 0,40 % carbon and 13 % chrome (steel 3):

$$D_{0,20} = 431 n^{0,869} f^{0,532} \quad (4)$$

- for a steel containing 0,41 % carbon, 0,45 % chrome and 1,2 % nickel (steel 4):

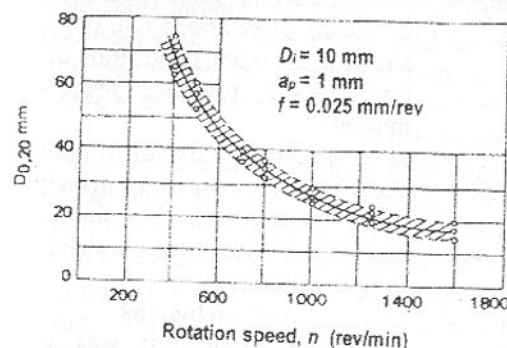


Fig. 3. Verifying of the mathematical model

$$D_{0,20} = 3316n^{0,922}f^{0,395} \quad (5)$$

A test of the proposed mathematical model ($D_{0,20} = C_0 n^{C_1} f^{C_2} D_i^{C_3}$; this model was established only for two values for every independent variable) could be realized on the information included in figure 3. We notice that the values determined on the experimental way are placed at small distances in comparison with the proposed mathematical model.

To compare the results obtained by facing test with those obtained by long duration tests, we realized experimental researches on the same steels, but taking into consideration the wear VB on the tool back edge. As machinability indicator, we used the value of $v_{60\text{ B1,6}}$; this means the speed that assure a tool life of 60 minutes, for an admissible wear on the back edge $VB=1.6$ mm. Other values for the testing conditions were: $a_p=2$ mm, $f=0,25$ mm/revolution, tool of rapid steel containing 18 % tungsten, $\alpha=8^\circ$, $\gamma=12^\circ$, $r_c=0,5$ mm. The values obtained in such condition for the indicator $v_{60\text{ B1,6}}$ are presented in figure 4, using rectangles. On the same diagram, we inscribed also the values established

by means of relations (2), (3), (4) and (5), for work conditions $a_p=1$ mm, $n=350$ rev/min, $f=0,0345$ mm/rev.

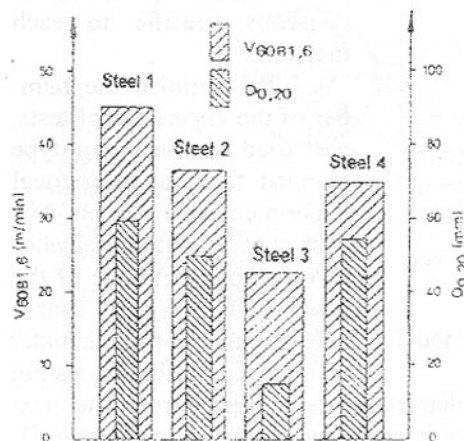
The data from the figure 4 show the concordance in principle of the results obtained by short duration tests with those obtained by long duration tests.

3. Conclusions

The facing test was proposed long time ago as a possibility to estimate the materials machinability. The researches realized in the laboratory for mechanical manufacturing technology of the "Gh. Asachi" Technical University - Romania

have permitted to design a tool and a device able to reduce the duration of the experimental tests.

Fig. 4. Comparison between tests of short and long duration



have permitted to design a tool and a device able to reduce the duration of the experimental tests.

References: 1. Feldstein I. Obrabotyvaemosti staley s zviazy s usloviami termiceskoj obrabotki i mikrstrukturou. Mashgiz, 1953; 2. Grănescu T., Slătineanu L., Braha V., Sărbu I. The materials machinability. Chişinău: Tehnica Info, 2000; 3. Mathon, P. Usinabilité et lois générales de l'usinage des aciers et des fontes. Mécanique, matériaux, électricité, France, 246-247, June - July 1970;

4. Slătineanu, L. Contributions to the machinability study of some Romanian steels (in Romanian). Doctoral thesis. Polytechnical Institute of Iaşi, Romania, 1980.

Статья поступила в редакцию 25.05.2002 г.

EXPONENTIAL TRANSIENT DUTY OF FEED KINEMATICAL LINKAGES OF THE NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS

Stan Gh., Livinti P. (Univ. Bc., Bacau, Romania)

On small and middle-sized machine tools the linear transient duty of the feed kinematical linkages is mostly used. This duty has superior performances compared to the exponential transient duty, but is more demanding in terms of the dead stroke of the feed kinematical linkage. In case of the large sized machine tools, where the presence of the dead stroke is indispensable, the exponential transient duty of the feed kinematical linkages is used. This work presents the exponential transient duty as well as the structure of the block performing the transient duty of a feed kinematical linkage.

1. Introduction

With a view to avoiding over-requirements on feed kinematical linkages during the transient duties, several shapes of the acceleration-deceleration curves are used. In fact, the shape of the acceleration-deceleration curve must comply with two conditions: to shorten the transit time between speeds and to eliminate oscillations. In case of the positioning feed kinematical linkages, the transient time may take various forms, starting from a fast response with a dampened oscillation of the position up to a slow response with fixed step. In case of transient duties with dampened oscillation of the position, sequent commands based on the reverse response are leading the slide to tend to the specified position.

The fast response version with an accepted oscillation requires a pretentious feed kinematical linkage in mechanical terms, with a small dead area for damping the oscillations. Since in case of the positioning feed kinematical linkage the only parameter is the positioning accuracy, then the transient duty can be slow, being less demanding on the mechanical part of the feed kinematical linkage. This is possible by commanding the speed rate decrease by fixed rates while the slide is moving to the final point. As such, the slide will be slowly entering the final position, by avoiding oscillations.

In case of contouring feed kinematical linkages, the response to the transient time should be as fast as possible and, at the same time, no kind of oscillations is accepted. This condition results from the fact that the transient

duty is encountered during the cutting process. As most of the current numerical control machine tools are provided with contouring, the analysis of the feed kinematical linkage in terms of the transient duty is necessary. Besides the contouring operations, the same feed kinematical linkages are performing positioning, as well. At the same time, the requirements for the mechanical part of the contouring feed kinematical linkage on the dead stroke are higher than the requirements for the positioning feed kinematical linkage. The allure of the acceleration-deceleration curves given by CNC controls has currently various configurations, giving the mechanical builder the possibility for choosing the most satisfactory curve in terms of the response time and stability of the respective feed kinematical linkage. The curve allure mostly used by the CNC manufacturers may be: linear, exponential, hyperbolic and combined.

2. Establishing the Parameters of the Exponential Transient Duty

Establishing the acceleration, space and time of the exponential transient duty is necessary both for making the theoretical connection between the path error (while cutting) and the feed kinematical linkage response and for establishing the maximum acceleration that imposes impulse torsion torque on the servomotor and that finally takes part to sizing the feed kinematical linkage.

In case of the linear transient duty segment where the acceleration is constant, things are simple in terms of establishing the torsion torque, space and time.

By considering the motion along one axis is performed at the speed W_i and that at a given moment, the modification of the speed is needed up to the rate W_f (fig.1) the speed variation during the exponential transient time is described by the equation:

$$W = A + Be^{-\beta t} \quad (1)$$

The constants A and B will be established from the limit conditions:

$$\begin{cases} t = 0 \\ W = W_i \end{cases}; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} W = W_f \quad (2)$$

It results:

$$\begin{cases} A = W_f \\ B = W_i - W_f \end{cases} \quad (3)$$

$$W = W_f + (W_i - W_f)e^{-\beta t} \quad (4)$$

The constant β , denominated passage band, and its reverse, $\tau = 1/\beta$ i.e. the time constant of the feed kinematical linkage can be established for the process of acceleration from $W_i = 0$ to W_f at the moment when $t = \tau$, (fig. 2)

$$\begin{cases} t = \tau \\ W_i = 0 \end{cases} \Rightarrow W = W_f - W_f e^{-1} = 0.63W_f \quad (5)$$

So, the time constant of the feed kinematical linkage means the time needed by the slide for to reach, starting from rest, 63% of the programmed feed rate, W_f .

Coming back to the speed variation during the transient duty, the time needed for the slide to reach the speed rate W_f can be established.

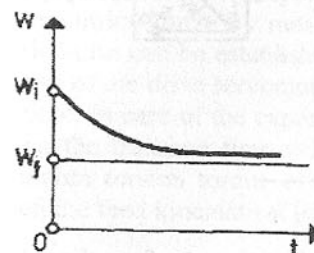


Fig.1. Speed variation during the transient process.

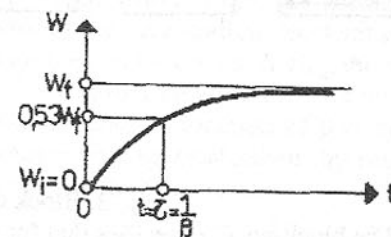


Fig. 2. The time constant of the feed kinematical linkage.

$$e^{-\beta t} = \frac{W - W_f}{W_i - W_f} \Rightarrow t = \frac{1}{\beta} \ln \frac{W_i - W_f}{W - W_f} \quad (6)$$

The space run by the slide during this time is:

$$S = \int_0^t W dt = \int_0^t [W_f + (W_i - W_f)e^{-\beta t}] dt \quad (7)$$

$$S = W_f t - \tau(W_i - W_f)(e^{-\beta t} - 1) \quad (8)$$

The acceleration of the transient process of the feed kinematical linkage

is:

$$a = -\frac{1}{\tau}(W - W_f) \quad (9)$$

3. Integration of the Block Performing the Transient Duty Prescribed in the Structure of the Control System of the Feed Kinematical Linkage

The numerical controls are functioning after the principle of adjustment with follow-up distance. That means that there is a difference (distance) between the prescribed position and the actual position of the axes. Without this difference adjustment would not be possible.

The integration of the block performing the prescribed acceleration-deceleration slope (prescribed transient duty) is shown in a simplified version, for one axis (fig. 3).

The block no. (1) is the block where the numerical control calculates, at each sampling time Δt , a feed rate programmed by the calculation unit (interpolator) or even from the NC program (for linear positioning and machining), by

considering the final position and the acceleration-deceleration slope prescribed in the machine data. The figure presents the case of a linear slope.

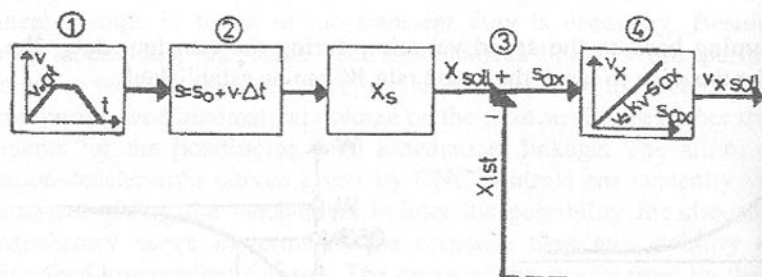


Fig. 3. Block diagram.

The block no. (2) specifies that for each sampling time Δt , from the calculated speed rate, a prescribed measure rate is issued:

$$S = S_0 + V\Delta t \quad (10)$$

The symbols mean: S is the prescribed measure rate, S_0 is the previous measure rate, V is the calculated speed rate, Δt is the sampling time.

The block no. (3) makes the comparison of the prescribed rate to the actual rate given by the position encoder, resulting in the follow-up distance, S_{ax} :

$$S_{ax} = X_{soll} - X_{ist} \quad (11)$$

X_{soll} is the prescribed measure and X_{ist} is the actual rate of the measure.

The block no.(4) performs the multiplication by the K_v factor of the follow-up distance. On the output of this block, a prescribed speed rate (voltage) is issued through the frequency converter:

$$V_x = K_v S_{ax} \quad (12)$$

V_x is the prescribed speed rate.

The K_v factor establishes the gain of the adjustment circuit and is fixed through the machine data for each feed kinematical linkage. If a very high K_v factor is chosen the follow-up distance will become small, but this will lead to oscillations. In case of a low K_v factor, the entrance to position will be done too slowly. In general, the K_v factor is experimentally optimized while manufacturing the prototype of the machine tool.

4. Conclusions

The manufacture of high performance numerical control machine tools is not possible unless superior response times of the feed kinematical linkages are obtained. Establishing the type of acceleration-deceleration of the axes of the numerical control machine tools is conditioned by the quality of each feed kinematical linkage. Most of the small sized numerical control machine tools have a linear transient response and the middle-sized machine tools, provided with ball screws, are using both types of curves of the transient duty. The ones

with high inertia having ball screws (motions of the columns) are using the exponential curve from the stability condition and the ones with low inertia are using the linear response.

The designer/builder of the numerical control machine tool has the possibility to establish the response times of the axes, by starting from the path error of the cutting duty. By means of these response time rates, the acceleration-deceleration can be established. By knowing the acceleration-deceleration rate, the rate of the drive servomotor torsion torque can be known, during the switching time. In case of the exponential acceleration-deceleration the maximum rate during the transient time will be established and, in function of this rate, the maximum torsion torque of the servomotor will be established, by means of which the feed kinematical linkage will be mechanically sized.

References: 1. Pressman, R., Numerical Control and Computer Aided Manufacturing, New York, 1991. 2. Cervenka, N., Reimbun, U., Analyse des dynamischen Verhaltens eines Hochleitens, Maschinemarkt, nr. 84, 1993. 3. Marusche, H., Probleme beim Walzschranbtreib als Antriebs und MeBelement in Werkzeugmaschinen, Maschinenbautechnik, nr. 2, 1990. 4. Stan, Gh., Transmisii mecanice in bucla inchisa, Editura Junimea, Iasi, 1999.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

EXPERIMENTAL TESTS ON SPHERICAL ROLLER BEARINGS

Stirbu C., Murarasu E.

("Gh. Asachi" Technical University, Iasi, Romania)

The paper presents the experimental rig for 22308 C type spherical roller bearings testing. The tests show the performances of spherical roller bearings according to those friction losses. The analysis of the results is the subject of an original theoretical model and of a calculus programme. The initial data of this programme are the geometry of the bearing, the load condition, the inner ring speed, the lubricant and the ratio between the cage speed and the inner ring speed. This last parameter is measured on the rig, as the lubricant temperature, and the global friction torque.

1. TESTING RIG

The main direction of the experimental researches was the estimation of the friction losses; optimize of the lubrication conditions; increase of the working speed and confirmation of the personal theoretical model of rearing functioning. The testing rig is that of the figure 1. The significance of the notations is the following: 1- testing head; 2- support body; belts drive; 4- DC motor with

continuous speeds variation-indicating generator; A- frequency-meter (it measures the angular

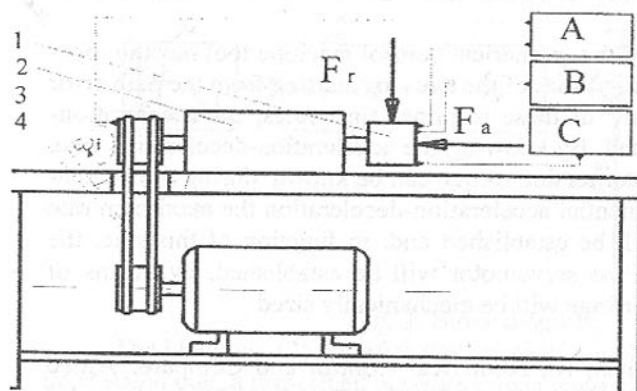


Fig. 1. The aspect of the rig.

graphic recorder). The rig enables the modification of the inner ring speed, of the outer loads (F_r and F_a), the measurement of the global friction torque, the lubricant temperature in the oil bath and the cage speed. The loads F_r and F_a are applied by a mechanical system. The measurement of the friction torque is realized by measuring the rotation tendency of the loaded testing head. The tests were carried out under various conditions: thrust, radial and combined loads; speed ranges between 500...5000 [rev/min]; oil of different viscosity.

2. THE SELECTION OF THE TESTED BEARINGS

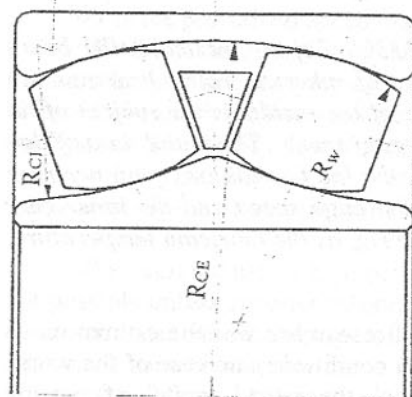


Fig. 2. The macro-geometry of the spherical roller bearing

The tests were meant to provide data primarily referring to the way the roller bearing geometry influences the friction losses. But the geometry of the bearing is the main factor of the friction loss influence. Figure 2 shows the geometry of the spherical roller bearing, especially for the osculation definition. Different inner or outer raceway osculation, defined by (1), were obtained by modifying the curvature radii of rolling ways and of the roller profile:

$$\begin{aligned}\Phi_i &= R_w / R_{CI} \\ \Phi_o &= R_w / R_{CE}\end{aligned}\quad (1)$$

Other geometrical parameters of the bearings are the roller diameter, the clearance etc.

The selection of the bearings was made in the steps: the standard roller bearings, and other bearings, according to the table 1.

Table no. 1 The selected bearings

Spherical roller bearing	Inner raceway osculation, Φ_i	Outer raceway osculation, Φ_o	Symbol	Number of bearings
1	0.979	0.981	*	4
2	0.975	0.979	+	4
3	0.973	0.979	•	4
4	0.971	0.979	○	4
5	0.980	0.986	□	4
6	0.961	0.970	■	4

The maximum diameter of the rolling bodies as well as the roller bearing inner clearance was kept to the nominal values of the standard 22308 C type spherical roller bearing. The same roughness and working accuracy were used.

3. RESULTS

The experiments have the object to determine the level of friction losses. The equilibrium temperature of the testing head (lubricant) increase if the friction torque increases too. The graphic of figure 3 presents the evolution of this temperature for the bearing no. 1 (symbol *). The bearing is pure radial loaded

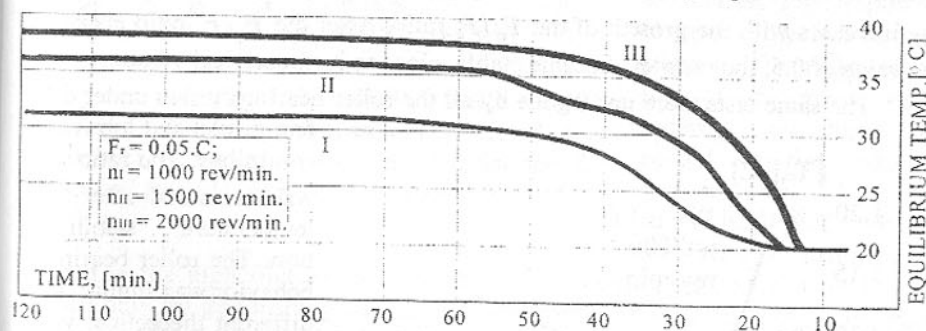


Fig. 3. The evolution of the equilibrium temperature for the bearing no. 1. and its speeds are described by the figure.

Other parameter of the spherical roller bearings functioning is the ratio between the cage speed and the inner ring speed, defined by (2).

$$\varphi_C = \omega_C / \omega_i \quad (2)$$

Its theoretical value is 0.4037, [1], but the experiment leads to the results

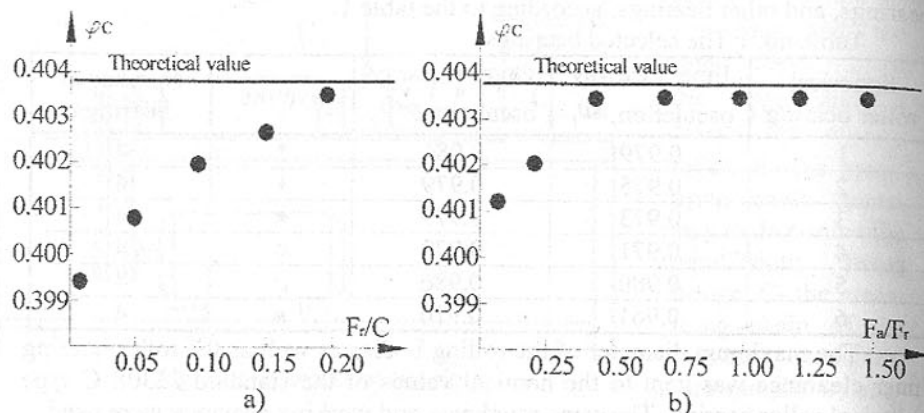


Fig. 4. The aspect of the ratio between the cage and inner ring speed. presented by figure 4. The radial load increase (fig. 4 a) brings about the continuous growth of the cage speed, without the φ_C value reaching its theoretical value. The aspect of the φ_C variation curve is however kept for any working speed. The introduction of the axial load (fig. 4 b) significantly modifies the way φ_C increases with the growth of the F_a/F_r ratio. After the F_a/F_r ratio exceeds the value of 0.5, the ratio φ_C became stable, close to its theoretical value.

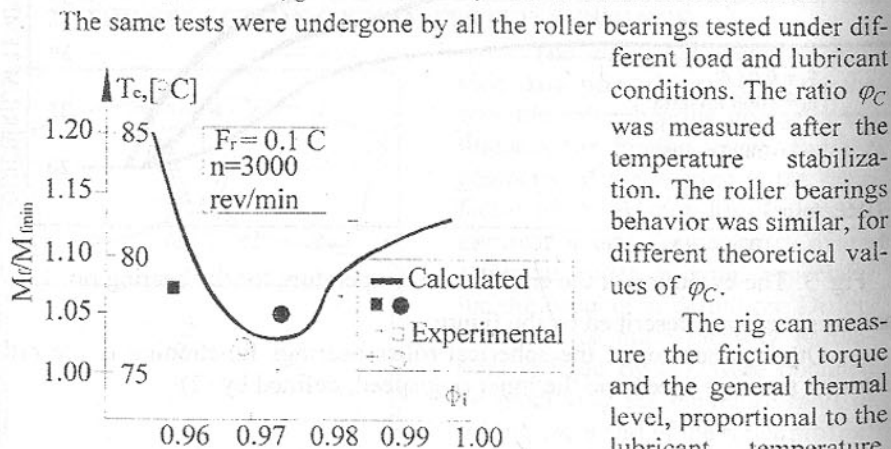


Fig. 5. The friction losses according to the inner raceway osculation (under radial load)

The same tests were undergone by all the roller bearings tested under different load and lubricant conditions. The ratio φ_C was measured after the temperature stabilization. The roller bearings behavior was similar, for different theoretical values of φ_C .

The rig can measure the friction torque and the general thermal level, proportional to the lubricant temperature. Based on this consideration, the correlation between the theoretical

values of the friction torque and its measured values are presented further on, for different bearing's osculation. Figure 5 presents the modification of the calculated friction torque and of the measured friction moment and equilibrium temperature for different spherical roller bearings, according to the table 1. The temperature scale was conveniently chosen. The bearings were considered pure radial loaded. The minimum friction losses are obtained for the roller bearings with inner raceway osculations taking values of 0.97...0.975. Once again, the closeness of the theoretical evolutions to the experimental ones is noted. The modification of the outer raceway osculations influences the losses level through the global friction too much lesser extent. The combined load of the tested roller bearings significantly modifies its behavior.

Figure 6 presents the evolution of the global friction losses (calculated

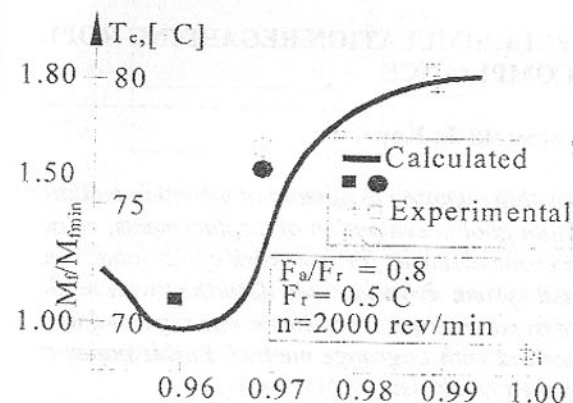


Fig. 6. Friction losses (calculated and measured), according to the inner osculations, for combined loaded spherical roller bearings

placed in the high friction area. Temperature reductions of 6...8° can be obtained only by diminishing the osculations from 0.98 to 0.96, fact justified by the reduction of the calculated friction torque with 40...50 %. The modification of the outer raceway osculation presents a less influence (minimum values) on the power losses.

4. CONCLUSIONS

- 1) In order to reduce the friction losses, special working conditions are not needed, compared to the present technologies used in roller bearing industry.
- 2) The tests for determining the roller bearing thermal level pointed out the working mode, which is more difficult under axial load.

3) For the spherical roller bearings under combined load, oscillations of $\Phi_1 \approx 0.96$ and $\Phi_0 \approx 0.97...0.98$ are recommended.

References: 1. Gafitanu, M., e.a. – Rulmenti, Ed. Tehnica, Bucharest, 1985. 2. Gafitanu, M.D, Stirbu, C. -Dynamic Analysis Of Interaction Between Spherical Rolling Bearings Elements, Proceedings of The 26 – Th Israel Conference on Mechanical Engineering, Haifa, 1996, 157 –159 3. Stirbu, Cr., Grigoras, St., - Dynamic Analysis Of Spherical Roller Bearings Functioning, ASME-GREEK SECTION First National Conference on Recent Advances in Mechanical Engineering, Patras, Greece, 2001.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

BRIDGE CRANE WORK CYCLE SIMULATION REGARDING ROPE COMPLIANCE

Wojnarowski J., Kopec J.

Modelling oscillation problem has big meaning in domain of vibration isolation and cranes structure stability. Main goal is evaluation of displacements, velocities and accelerations of bridge crane elements for one work cycle: load transport between two points. Physical system dynamics was described with mathematical model of small degree of freedom. Rope compliance was regarded in the model. Motion equations has derived with Lagrange method. In this paper are presented numerical results and their analysis.

LIST OF SYMBOLS

There are used following symbols in this paper:

$v = \dot{x}_3$ – kinematical excitation (crane crab movement)

x_1, x_2, x_4 – elements of generalized coordinates matrix

m_1, m_2, m_3 – masses of crab, bridge and load respectively

m_{zr} – lumped mass (crab and bridge)

l_0 – length of non loaded rope

$l = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (x_4 - x_3)^2}$ – length of loaded rope

s – span of crane bridge

s_1 – length of crab track

$k_l = \frac{E_l A_l}{l_0}$ – rope stiffness coefficient

$k_b = \frac{3E}{I_b x_3^2 (s - x_3)^2}$ – reduced crane bridge stiffness coefficient

E – Young's modulus

T_0 – cycle duration time.

MODEL FORMULATION

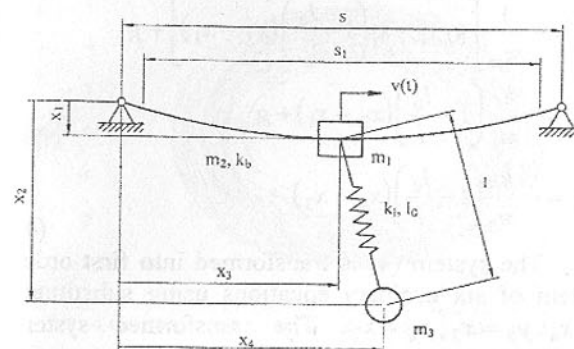


Fig. 1. Schematic drawing of dynamic system
Knowledge of crane dynamic is useful when vibration isolation is taken to account [3]. Schema of the system is drawn on fig.1. The following assumptions were made before discretization: crane bridge is approximate with beam of reduced stiffness coefficient, crab is replaced with mass m_2 , load is replaced with mass m_3 (it is good assumption because phase of load pulling was not considered), rope is replaced with element of constant stiffness coefficient k_l , all dampings were neglected. As a result the discrete model of three degree of freedom was obtained.

EQUATIONS OF MOTION DERIVATION

To derive equation of motion Lagrange method was applied [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial(E-V)}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial(E-V)}{\partial x_i} = 0$$

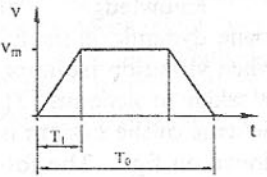
Kinetic energy was obtain from relationship:

$$E = \frac{1}{2} m_{zr} \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_2^2 + \dot{x}_4^2) \quad (2)$$

and potential energy was calculated as follows:

$$V = \frac{1}{2} k_b x_1^2 - m_{zr} g x_1 + \frac{1}{2} k_l (l - l_0)^2 - m_3 g x_2 \quad (3)$$

After differencing and factors ordering a second order system of three ordinary differential equations was obtained in the form:



$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -\frac{1}{m_{zr}} \left[k_b x_1 - k_l \left(1 - \frac{l_0}{l} \right) (x_2 - x_1) \right] + g \\ \ddot{x}_2 = -\frac{k_l}{m_3} \left(1 - \frac{l_0}{l} \right) (x_2 - x_1) + g \\ \ddot{x}_4 = -\frac{k_l}{m_3} \left(1 - \frac{l_0}{l} \right) (x_4 - x_3) \end{cases} \quad (4)$$

Fig. 2. Assumed modes of velocity excitation

The system (4) is transformed into first order system of six ordinary equations using substitutes $y_1 = x_1, y_2 = \dot{x}_1, y_3 = x_4, y_4 = \dot{x}_4, y_5 = x_2, y_6 = \dot{x}_2$. The transformed system was numerically integrated with forth order Runge-Kutta method using adaptive step control [2]. Kinematical excitation, which realized working cycle (moving of crane crab): acceleration, load carrying, deceleration was considered in mode shown on fig. 2.

RESULTS AND CONCLUSION

Computations were performed for parameters: bridge span $s = 35 m$, line length $l = 15 m$ and load mass $m_3 = 8000 kg$.

Transport of load lasted for $T_0 = 23 s$ and crab accelerated from $v = 0 \frac{m}{s}$ to $v_m = 0,667 \frac{m}{s}$ in $T_1 = 3 s$ (it was deceleration time interval either). Considered crab starting coordinate was $x_3 = 3 m$, including other excitation param-

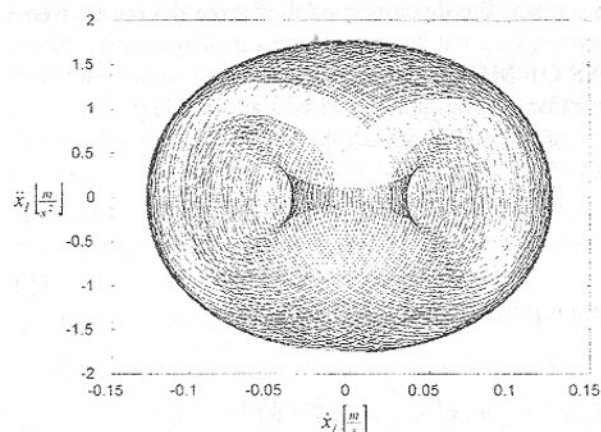


Fig. 3. Phase portrait $\dot{x}_1 = f(x_1)$, plotted for range $t = 23 - 70 s$

eters it led to ending crab coordination $x_3 = 16,33 m$. The values of initial conditions were adjusted to match vertical rope position and static deformation of bridge and rope in $t_0 = 0$. The equation system (4) was integrated for time interval from $t_0 = 0 s$ to $t_k = 60 s$ with initial integration step $h = 0,01 s$. Selected results are shown in figures 3, 4 and 5.

Maximum bridge accelerations and velocities for crab position $x_3 = 16,33 m$ are $a_{1max} = 1,78 \frac{m^2}{s}$

$v_{1max} = 0,13 \frac{m}{s}$ respectively. Phase curve passing near limit cycle and two turning points (see fig. 3). The instability may occur in bridge oscillations. However for mass m_3 the limit point (center) was observed for variable x_2 (see fig. 4) and for variable x_4 (not shown on drawings). Trajectory of mass m_3 plotted on figure 5 is regular according to phase space result plotted on fig. 4.

System instability occurred and solution sensitivity from initial conditions was

observed. Further works will concern with more accurate model building (damping regarding) and applying more efficient analysis tools.

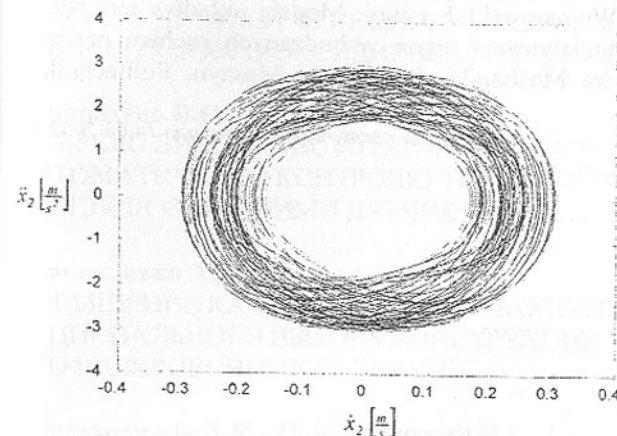


Fig. 4. Phase portrait $\dot{x}_2 = f(x_2)$, plotted for range $t = 23 - 70 s$

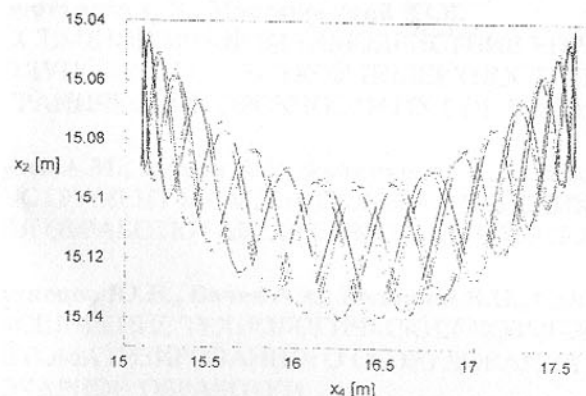


Fig. 5. Trajectory of transported mass m_3 after crab stopping, plotted for range $t = 23 - 70 s$

References: 1. Awrejcewicz J.: Drgania deterministyczne układów dyskretnych. Warszawa, WNT 1996. 2. Press W. H., Teukolsky S. A., Vetterling W. T., Flannery B. P.: Numerical Recipes in FORTRAN. The Art of Scientific Computing. New York, Cambridge University Press 1994, 2nd edition reprinted with corrections 3. Wojnarowski J. i inni: Modele układów maszyna-operator w ograniczaniu oddziaływania drgań wzbudzanych ruchem przerywanym. Zeszyt nr 6. Katedra Mechaniki, Robotów i Maszyn. Politechnika Śląska, Gliwice 1999.

Статья поступила в редакцию 14.05.2002 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Комаров А.И.
ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ
СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ПАР МЕТОДОМ
МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ 3

Кондратец В.О.
ДЖЕРЕЛО ВИСОКОЧАСТОТНИХ КОЛИВАНЬ ДЛЯ
АВТОМАТИЧНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПРОЦЕСІВ ЄМНІСНИМИ ДАТЧИКАМИ 8

Коноваленко А.Д.
ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБОДЬЕВ КОЛЕС ПУТЕМ
РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ
ПРОФИЛИРОВОЧНЫХ РОЛИКОВ 13

**Константинов В.М., Пантелеенко Ф.И.,
Рабец В.В. Шимин В.Н.**
ДИФФУЗИОННО-ЛЕГИРОВАННЫЕ ЭЛЕКТРОДНЫЕ
СПЛАВЫ ДЛЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ 17

Коротунова Е.В., Мاستиновский Ю.В.
НЕСТАЦИОНАРНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ УПРУГОЙ
ПОЛУПОЛОСЫ С ЖЕСТКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ
ОГРАНИЧЕННОЙ ПРОЧНОСТИ ИХ СОЕДИНЕНИЯ 22

Кузей А.М., Зайцев В.А., Францкевич А.В., Божок Г.В.
ИНСТРУМЕНТ НА МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ
ДЛЯ ОБРАБОТКИ АБРАЗИВНЫХ МАТЕРИАЛОВ 26

Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Волошин В.Н., Самойленко А.В.
РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ
ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ 31

**Кузнецов Б.И., Соляник В.П., Чаусов А.А.,
Кузнецова Т.Б., Лобачев С.В.**
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ВНЕШНЕГО
ТРЕНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

ОПТИМАЛЬНОЙ ЦИФРОВОЙ ТРЕХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРИ БУКСОВАНИИ.....	36
---	----

Кузьмич К.К., Лобкова М.П., Кулешова А.В. МЕТОДИКА И ПРИБОРНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСРОВКИ РОТОРОВ НА МЕСТЕ	40
--	----

Куница А.В. МЕТОДИКА ПОЛУЧЕНИЯ ВЫХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ - ИНЕРЦИОННО- ИМПУЛЬСНАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – ПРИЕМНИК ЭНЕРГИИ.....	45
---	----

Лапшин С.П., Проволоцкий А.Е. ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЕ УПРОЧНЕНИЕ ВНУТРЕННИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ	51
---	----

Лексиков В.П. ОЦЕНКА ОСЕВЫХ СИЛ, ВОЗНИКАЮЩИХ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ МЕТЧИКА И В МЕХАНИЗМЕ КОМПЕНСАТОРА ПАТРОНА	57
--	----

Лешенко А.И. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ТОЧНОСТИ ВАЛКОВ СОРТОВОГО ПРОКАТА ПРИ ОБРАБОТКЕ НА СТАНКАХ С ЧПУ	61
---	----

Максимченко Н.Н. КОРРОЗИОННО-МЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ КОНТАКТНЫХ ПАР ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ЗАЩИТНЫМИ ПОКРЫТИЯМИ В СРЕДАХ НА ОСНОВЕ УКСУСНОЙ КИСЛОТЫ.....	66
--	----

Маликов А.А. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ФИНИШНОЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗАКАЛЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	71
---	----

Малышко И.А., Сурженко А.Н., Мирошниченко А.В., Тимохина В.Ю. ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА НА ВЕЛИЧИНУ ОГРАНКИ	75
--	----

Малышко И.А., Татьянченко А.Г. ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ХАРАКТЕР ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ ПО ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ.....	80
---	----

Маляренко А.Д., Митенков М.В. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОЛИРОВАЛЬНОЙ СУСПЕНЗИИ ПРИ РАБОТЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ОПТИКИ.....	85
--	----

Мардосевич Е.И. МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИЕ ПРИВОДА РОБОТОТЕХНИКИ, МЕХАТРОННЫХ И СЕРВИСНЫХ УСТРОЙСТВ.....	90
---	----

Мартыненко С.В. Гришин В.С. Вулых А.Ю Попенко А.Ф. ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ ПИЛЬНЫХ ДИСКОВ ПРИ РАЗРЕЗАНИИ СВАРНЫХ ТРУБ	95
---	----

Матвиенко А.В., Кралин А.К., Балахничев О.А. АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАГОТОВКИ ПРИ ВЫДАВЛИВАНИИ РЕЗЬБЫ НА ГАЙКЕ.....	99
--	----

Матюха П.Г., Азарова Н.В. ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОСИ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА НА УСЛОВИЯ КОНТАКТИРОВАНИЯ АБРАЗИВНОГО ЗЕРНА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ	105
---	-----

Машков Ю. К., Суриков В. И., Блесман А. И., Кропотин О.В., Ласица А. М. ОПТИМИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ПАР ТРЕНИЯ	110
---	-----

Мирошников В.В. РАСЧЕТ ПРИРАЩЕНИЯ ПОЛЯ ДЕФЕКТА	115
---	-----

Михайлов А.Н., Байков А.В., Рыбина С.А. МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ПРИПУСКОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПРИРОДНОГО КАМНЯ	120
--	-----

Михайлов А.Н., Грубка Р.М. АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ МУФТ НА ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТИРОВАНИЯ ЗУБЬЕВ С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ	126
Михайлов А.Н., Калафатова Л.П. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ СТЕКОЛ И СИТАЛЛОВ	131
Монастырский В. Ф., Монастырская Н. Н., Кочнева О.В. К ВОПРОСУ ВЫБОРА РОЛИКООПОР ДЛЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК	136
Невмержицкая Г.В., Шлюшенков А.П. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ	141
Нечепасев В. Г., Гнистько А. Н. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ НАПОРНЫМИ СТРУЯМИ СОС ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ Т-ОБРАЗНЫХ ПАЗОВ	146
Никончук А.Н., Никончук И.Н., Безмен О.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ В ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ И СОЗДАНИЕ МЕТОДОВ ЕГО СНИЖЕНИЯ	151
Новиков Н.В., Богатырева Г.П., Невструев Г.Ф., Ильницкая Г.Д. ВЛИЯНИЕ ДЕФЕКТНОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ЗЕРЕН АЛМАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЧЕСТВА АЛМАЗНЫХ ШЛИФПОРОШКОВ	155
Новоселов Ю.К., Медведева В.В., Тараховский А.Ю. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ УЗЛОВ С ЭЛАСТИЧНЫМИ КОЛЬЦЕВЫМИ ДЕТАЛЯМИ	159

Огурцов А.П., Орлов А.Н., Мамаев Л.М., Кабаков А.М. Математическая модель СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА С УПРАВЛЯЕМЫМИ ВИБРОЗАЩИТНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ	164
Оковитый В.А. УПРОЧНЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОМЕТАЛЛИЗАЦИИ	169
Оксень Е.И. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЯ НАСЫПНОГО ГРУЗА В НАКЛОННОМ ТРИБОМЕТРЕ НЕПРЕРЫВНОГО НАГРУЖЕНИЯ	173
Павлыш В.Н., Перинская Е.В. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАШИН, ВКЛЮЧАЮЩИХ УЗЛЫ КОНВЕКТИВНОГО ТИПА	178
Пожицки Я. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ CNC FANUC 16i/18i	184
Польшаков В.И. АНАЛИЗ ПЛОСКОГО ШЛИФОВАНИЯ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ ТОРЦОМ КРУГА	195
Польченко В.В., Богуславский В.А., Стодих Е.В. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПЕНСИРУЮЩИХ ЗУБЧАТЫХ МУФТ	200
Попов Д.В. К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ ТОНКОСТЕННЫХ ВТУЛОК	204
Попова Е.Г. ОСОБЕННОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЛЕГИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ В РАБОЧЕМ СЛОЕ ВЫСОКОХРОМИСТЫХ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ	209

Постольник Ю.С., Огурцов А.П. К РАСЧЕТУ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ МАССИВНЫХ ТЕЛ В УСЛОВИЯХ РАДИАЦИОННОГО НАГРЕВА.....	213
Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. РАЗРАБОТКА СПОСОБА ОТДЕЛКИ ПРОКАТА	217
Проволоцкий А.Е., Паршина Е.А. ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОТВЕТСТВЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ РЕСУРСОВ	221
Прохоренко С.В., Бояр З., Адамяк С., Лозинский Б.Я. СТРУКТУРНАЯ РЕЛАКСАЦИЯ, ЭЛЕКТРОСОПРОТИВЛЕНИЕ И АКУСТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДЕФОРМИРОВАННОГО НИХРОМА	225
Пыряев В.В., Фоменко Н.М. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ИМИТАЦИОННО-СЕТЕВОЙ МОДЕЛИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ВРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРОЦЕССА С УЧЕТОМ РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ	229
Саленко О.Ф. ОЦІНКА ТОВЩИНИ ДЕСТРУКТИВНОГО ШАРУ ПРИ КОНТУРНОМУ ГІДРОРІЗАННІ НЕМЕТАЛЕВИХ КОМПОЗИТИВ.....	233
Смиловенко О.О. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	242
Снеговский Ф.П., Тендитный Ю.Г. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ И С ВНЕШНИМ НАДДУВОМ ТРИБОСИСТЕМЫ МАШИН.....	246
Сосновский И.А. ТЕХНОЛОГИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ИНДУКЦИОННОГО НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ ИЗ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВНУТРЕННЕГО ИНДУКТОРА ТВЧ.....	251

В.З. Спусканиук, Л.Ф. Сенникова, Е.А. Павловская, Н.И. Матросов, А.Б. Дугадко, Н.Н. Белоусов, Т.П. Заика СТРУКТУРА И СВОЙСТВА ВОЛОКНИСТОЙ НАНОРАЗМЕРНОЙ МЕДИ, ПОЛУЧЕННОЙ МНОГОПЕРЕХОДНОЙ ПАКЕТНОЙ ГИДРОЭКСТРУЗИЕЙ.....	255
Стрельников В.И. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ В ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ	260
Чальцев М.Н., Мусиенко В.Н. ПНЕВМОТРАНСПОРТ В РЕЖИМЕ УПРУГОЙ ФИЛЬТРАЦИИ.....	267
Sârbu I., Pruteanu O.V., Paraschiv Dr. ANALYSIS OF WAVINESS TO GRINDING.....	277
Slatineanu L., Coteață M., Nagîț Gh., Dodun O. THE USING OF THE FACING TEST TO EVALUATE THE MACHINABILITY.....	281
Stan Gh., Livinti P. EXPONENTIAL TRANSIENT DUTY OF FEED KINEMATICAL LINKAGES OF THE NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS	285
Stirbu C., Murarasu E. EXPERIMENTAL TESTS ON SPHERICAL ROLLER BEARINGS.....	289
Wojnarowski J., Kopec J. BRIDGE CRANE WORK CYCLE SIMULATION REGARDING ROPE COMPLIANCE.....	294

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, *.psx, *.dwg размерами не менее 60х60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.
4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте 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.

Образец 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.

Пописано к печати 16.07.2002г.	Формат 60x84 ¹ / ₁₆	Бумага SvetoCopy
Ризографическая печать	Усл. печ. л. 17,61	Усл. кр. отт. 18,12
Уч.-из. л. 19,32	Тираж 300 экз.	Заказ № 19
Издательско-полиграфический центр «Технополис»		

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1