

**ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Международный
сборник научных трудов

Выпуск 29

ДОНЕЦК – 2005

ББК К5я54
УДК 621.01(06)

Прогрессивные технологии и системы машиностроения:
Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2005. Вып. 29. – с.

В международном сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки, металлорежущего инструмента и нанесения специальных покрытий на изделия машиностроения. 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.

Издается при содействии Международного союза машиностроителей.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого национального технического университета (протокол № 2 от 18 марта .2005 г.).

Адрес редакционной коллегии:

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

© Донецкий национальный
технический университет, 2005 г.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ В УСЛОВИЯХ ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Александров И.В., Волошин А.И., Лесняк Г.А. Стрельников В.Н.
(АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

In the hardly loaded wave h-pole serrated reducers there is a significant outflow of energy in the field of the deformed toothing and generator of waves. On datas of measurements, which were carried out (spent) on wave h-pole serrated reducers of pitch drives of a mobile mixer and liner of ore a grinding of a mill, the power losses and temperature performances of these reducers are defined at different load conditions.

Введение. Традиционные конструкции зубчатых и червячных передач во многом исчерпали свои функциональные возможности. Большие габариты и массы редукторов достигшие многих десятков и даже сотен тонн – ограничивают дальнейший рост технических характеристик крупных высокопроизводительных машин. Для повышения нагрузочной способности передающих механизмов применяют многопоточные силовые кинематические схемы, в т. ч. с гибкими звеньями, упругие деформации которых упрощают технику дифференцирования силовых потоков. При этом многократно снижаются нагрузки на зубья, устраняются ограничения по критериям заедания, изгибным и контактным напряжениям, минимизируются габариты и металлоёмкость трансмиссий и приводных устройств.

Промышленное применение получили волновые передачи преимущественно кинематического назначения. В процессе освоения крупных волновых передач, наличие масштабного фактора вызвало не только количественные, но и качественные изменения параметров взаимодействия сопряжённых звеньев. Проявились новые свойства не характерные для небольших ВЗП, такие как осевые силы, повышенные энергетические потери в области генератора волн, заклинивание и проскок зубьев в зацеплении. В расчётных методиках Е. Г. Гинзбурга [1], Н. А. Ковалёва [2], Д. П. Волкова [3], М. Н. Иванова [4], др. авторов, эти вопросы не нашли должного решения.

Целью настоящей работы является повышение несущей способности крупных волновых редукторов путём экспериментального исследования влияния ряда факторов на количественные и качественные параметры технических характеристик.

Содержание работы. В крупных волновых редукторах происходит отток энергии в области зубчатого зацепления и генератора волн [5]. КПД и температурный режим работы волновых редукторов рудоразмельной мельницы (рис. 1) и поворота передвижного миксера МП-600АС (рис. 2), (табл. 1), определялись экспериментально, при различных режимах нагрузки. Экспериментальные исследования редуктора миксера проводились на универсальном испытательном стенде (рис. 3), включающем: тиристорный агрегат, порошковый электротормоз, тормозной мультипликатор, два последовательно включенных электродвигателя с тахогенераторами, испытываемый волновой редуктор. Параметры комплектующих элементов приведены в табл. 2. Тормозной момент на стенде создаётся электромагнитным порошковым тормозом ТЭП 4500-У1 через мультипликатор, с передаточным отношением $U = - 30,1$. Порошковый тормоз создаёт номинальный и максимальный тормозные моменты $M_{T\text{ ном}} = 4,2 \cdot 10^4$ Нм и $M_{T\text{ max}} = 4,5 \cdot 10^4$ Нм. Стендом обеспечиваются нагрузочные моменты до $M_{2\text{ ном}} = 1,3 \cdot 10^6$ Нм и $M_{T\text{ max}} = 1,4 \cdot 10^6$ Нм.

Ресурсные испытания волновых редукторов миксера проводились на стенде с встречными силовыми потоками (рис. 4), где один из волновых редукторов работает в режиме редукции, а другой - мультипликации. При работе стенда осуществляется рекуперация энергии в электрическую сеть, что снижает её потери, исключает применение охлаждающих устройств, обеспечивает условия проведения ресурсных испытаний крупных волновых редукторов при минимальных потерях электроэнергии.

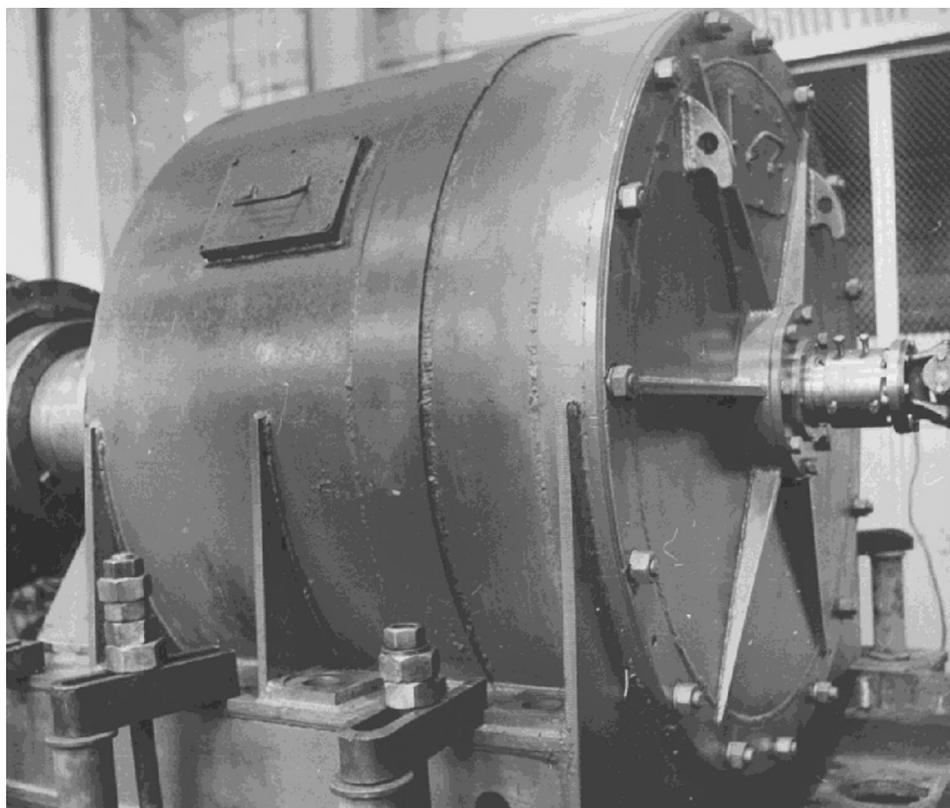


Рис. 1. Волновой зубчатый редуктор привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500

Экспериментальные исследования редуктора привода перефутеровки рудоразмольной мельницы проводились на стенде с разомкнутым силовым потоком (рис. 5). Исследования деформированного состояния нагруженных частей волновых зубчатых редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А выполнялось комплектом тензометрической аппаратуры, включающем: усилитель 8АН4-7М, обеспечивающий одновременное усиление тока на восьми каналах; предназначен для измерения в восьми точках динамических и статических деформаций, возникающих в деталях машин: свето-лучевой осциллограф типа Н1 17, предназначенный для одновременной регистрации световым лучом на фотобумаге или экране до 12 изменяющихся во времени электрических величин. Измерительным инструментом служили фольговые тензорезисторы типа 2ФКПА и розетки датчиков с базой 2 мм типа ФК-РБ. КПД редуктора определяется при пяти скоростях вращения входного вала n_1 и двенадцати значениях нагрузочного момента M_2 (рис. 6).

По результатам испытаний волновых редукторов привода мельницы МГР5500×7500 и миксера МП-600 АС, построены графики зависимости КПД от величины нагрузочного момента M_2 (рис. 7). КПД редукторов мельницы и миксера измерялся при ступенчатом изменении частоты вращения генератора волн $n_1 = (50; 100; 250; 500; 750)$ об/мин, и нагрузочных моментах $M_2 = (0,2; 0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5$ Нм. При нагрузке $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Нм, КПД редукторов имеют минимальные значения (табл. 3).

С увеличением нагрузочного момента в пределах $M_2 = (0,2 \div 3) \cdot 10^5$ Нм, КПД редукторов повышается. При дальнейшем увеличении нагрузочного момента M_2 в пределах $(3 \div 5) \cdot 10^5$ Нм, КПД исследуемых редукторов падает. Рост КПД с увеличением нагрузочного момента в начальной стадии нагрузки, обусловлен снижением относительного влияния потерь холостого хода на КПД редуктора. Экспериментально установлена тенденция снижения неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев при повышении нагрузочного момента, что улучшает условия взаимодействия зубьев, снижает относительные энергетические потери в зацеплении и способствует росту КПД. При сравнительно небольшой нагрузке оптимизируются условия взаимодействия несущих элементов высших кинематических пар с гибким звеном, способствуя росту КПД волновых редукторов.

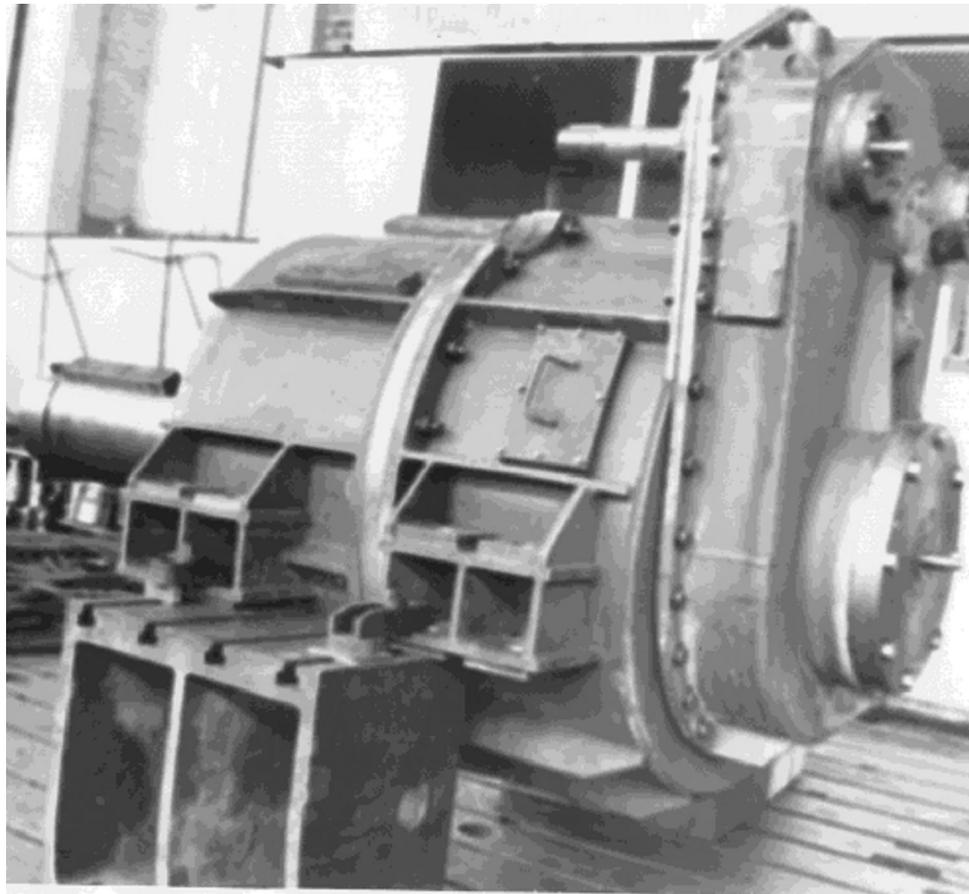


Рис.2. Волновой зубчатый редуктор привода наклона передвижного миксера МП-600АС

При повышении нагрузочного момента M_2 свыше $(2,5 \div 3) \cdot 10^5$ Нм, повышается деформация гибкого колеса, увеличивается интерференция зубьев на входе в зацепление, усиливается давления на диски со стороны гибкого колеса. Это вызывает дополнительные энергетические потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн. В результате снижается КПД и нагрузочная способность исследуемых редукторов. Для повышения КПД волновых редукторов в нагруженном режиме работы, необходимо улучшить условия входа зубьев в зацепление, исключить их интерференцию, конструктивными методами снизить энергетические потери в генераторе волн.

Анализ результатов показывает, что с увеличением частоты вращения генератора волн n_1 , КПД редукторов снижается. При повышении частоты n_1 от 50 - до 750 об/мин, КПД волновых редукторов снижается на 2%. С ростом момента M_2 до $(2,5 \div 3,0) \cdot 10^5$ Нм, КПД повышается при всех значениях частоты n_1 . Дальнейшее увеличение момента M_2 приводит к снижению КПД редуктора. Падение КПД волновых редукторов с увеличением частоты n_1 обусловлено ростом мощности потерь в зубчатом зацеплении и кинематических парах: диски - гибкое колесо. Возрастают потери на перемешивание смазки.

Таблица 1 - Технические характеристики волновых зубчатых редукторов наклона передвижного миксера МП-600АС и рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500

Наименование параметра	Редуктор миксера Вз - 1120	Редуктор мельницы Вз - 1120А
Габаритные размеры, мм	2865×1660×1870	2680×1600×1554
Масса, кг	8406	7495

Передаточное число редуктора	2163,07	275
Передаточное число волновой передачи	380	275
Передаточное число цилиндрических передач	5,69	-
Модуль зубьев волновой передачи, мм	1,5	2
Угол зацепления α , град	20°	20°
Число зубьев гибкого и жесткого колёс	760; 762	550; 552
Длина, внешний диаметр, толщина оболочки, мм	590; 1148; 12	550; 1110; 13,5
Ширина зубчатого венца гибкого колеса, мм	110	100
Максимальный крутящий момент, $M_{2\max}$, Нм	$5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$
Номинальный крутящий момент, M_2 , Нм	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Радиальная деформация гибкого кол., w_0 , мм	1,69	2,43
Текущие линейные параметры a, d , мм	535; 1157,8	545; 1122,1
Генератор волн	трехдисковый	
Материал дисков, гибкого и жесткого колес	Сталь 34ХНЗМА с объёмной т. обработкой	
Смазка жидкая, масло МС-20 подаётся в зацепление, на генератор волн и подшипники		

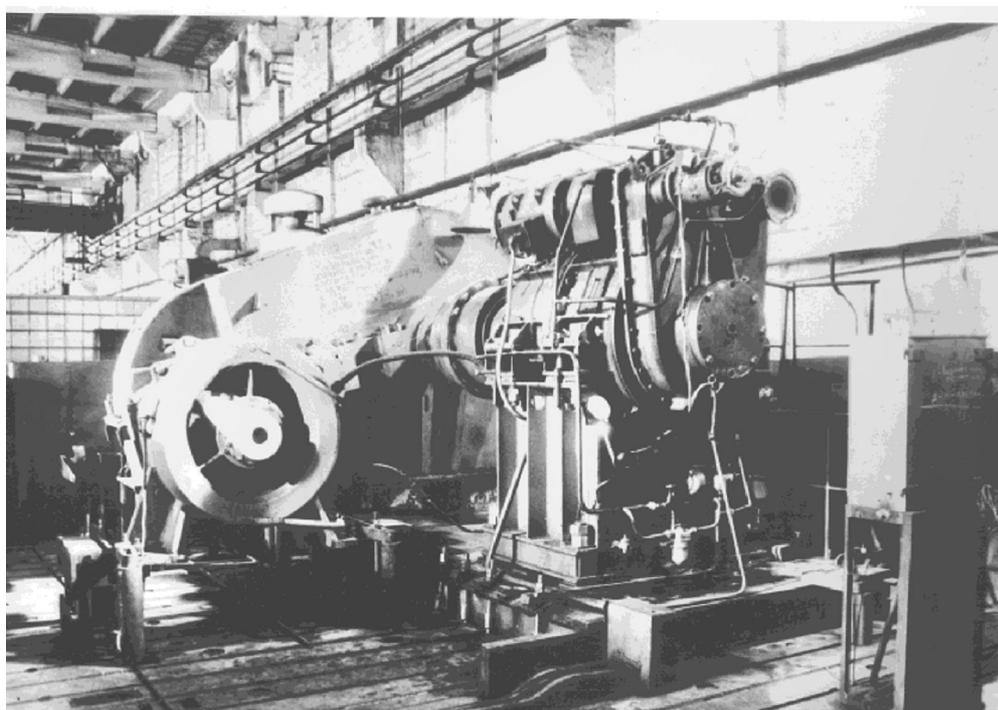


Рис. 3. Универсальный стенд с электромагнитным порошковым тормозом ТЭП 4500-У1 для испытания крупных волновых редукторов

Таблица 2 - Параметры комплектующих элементов испытательного стенда

Узлы компоновки испытательного стенда			
Параметры	Агрегат тиристонный АТЕРЗ-100/2302У4	Электродвигат. пост. тока ДПМ41-ОМ1	Тахогенератор ЛТ 32/1-У4
Напряжение питания U , В	220	220	230
Максимальный ток I , А	400	114	—
Частота вращения, мин^{-1}	—	1160	1200
Мощность N , кВт	23	22	—

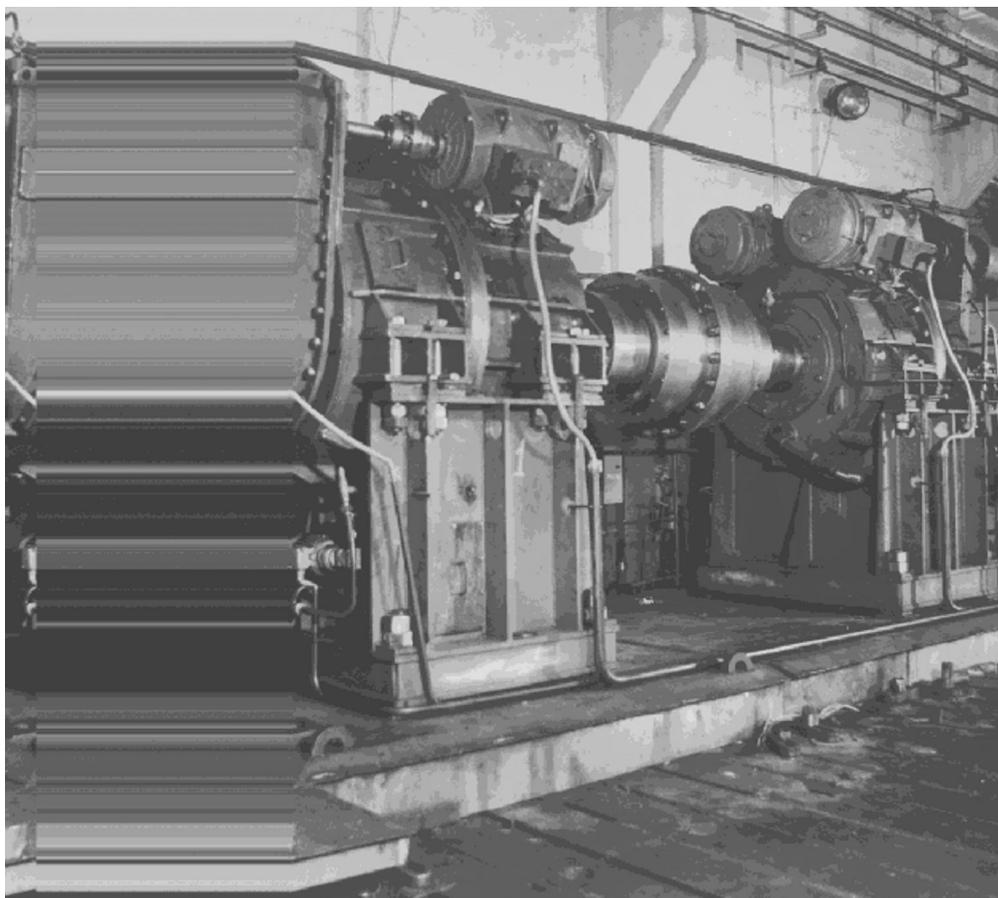


Рис. 4. Стенд для ресурсных испытания крупных волновых редукторов с энергетической замкнутой мощностью и рекуперацией электрической энергии

Температурные режимы работы волновых зубчатых редукторов привода мельницы и миксера контролировались на различных частотах вращения генератора волн, при ступенчатом изменении нагрузочного момента M_2 . Результаты измерения температурного режима редукторов со стальным и бронзовым проставочными кольцами приведены на рис. 8, а, б. При проведении эксперимента, температура воздуха в цехе составляла 18 ... 20°C. Температура масла в картере редукторов измерялась в установившемся температурном режиме - ртутным термометром с диапазоном измерения температуры (0...300)°С (ГОСТ 2823-83).

При моменте $M_2 = 0,2 \cdot 10^5$ Нм и частоте вращения генератора $n_1 = 50$ об/мин, температура масла в картере редуктора: со стальным проставочным кольцом (спк), миксера $t = 24^\circ\text{C}$ и мельницы $t = 26^\circ\text{C}$; с бронзовым проставочным кольцом (бпк), миксера $t = 22^\circ\text{C}$ и мельницы $t = 23^\circ\text{C}$.

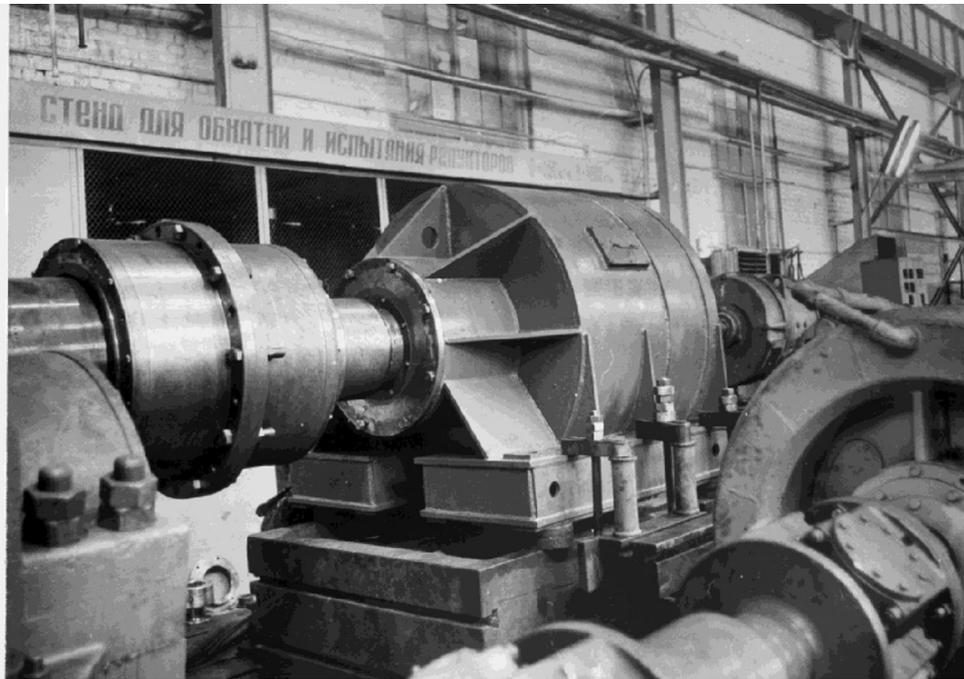
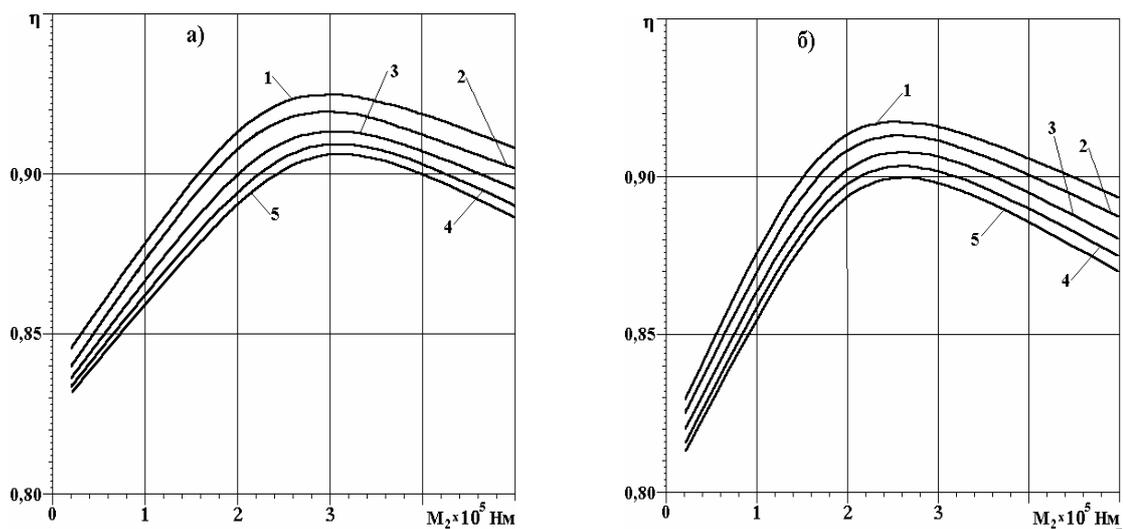


Рис. 5. Стенд с электромагнитным порошковым тормозом для экспериментальных исследований редукторов привода рудоразмольной мельницы



Рис. 6. Осциллограмма крутящих моментов на валах волнового редуктора привода поворота передвижного миксера МП-600АС, при частоте вращения входного вала $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$: 1-



крутящий момент на входном валу; 2– крутящий момент на выходном валу $M_2 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Рис. 7. Зависимость КПД волновых редукторов: а) мельницы, б) миксера от момента M_2 , при частоте вращения $\omega_1 = [5,24 \text{ с}^{-1}$ (кривая 1), $10,47 \text{ с}^{-1}$ (кривая 2), $26,18 \text{ с}^{-1}$ (кривая 3), $52,36 \text{ с}^{-1}$ (кривая 4), $78,54 \text{ с}^{-1}$ (кривая 5)] - проставочное кольцо из бронзы

Таблица 3 - КПД волновых редукторов при различных значениях частоты вращения генератора волн и нагрузочных моментов M_2

Частота	КПД редуктора
---------	---------------

вращения генератора n_1 , об/мин	мельницы			миксера		
	Нагрузочный момент, $M_2 \cdot 10^5$ Н·м					
	0,2	3,0	5,0	0,2	2,5	5,0
50	0,846	0,925	0,908	0,830	0,918	0,894
100	0,840	0,920	0,902	0,825	0,913	0,888
250	0,836	0,913	0,895	0,820	0,908	0,880
500	0,834	0,908	0,890	0,816	0,904	0,874
750	0,832	0,906	0,886	0,813	0,900	0,870

При $M_2 = 0,2 \cdot 10^5$ Нм, $n_1 = 750$ об/мин, (спк), миксер $t = 44^\circ\text{C}$ и мельница $t = 48^\circ\text{C}$;
(бпк), миксер $t = 30^\circ\text{C}$ и мельница $t = 35^\circ\text{C}$.

При $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Нм, $n_1 = 50$ об/мин, (спк), миксер $t = 32^\circ\text{C}$ и мельница $t = 39^\circ\text{C}$;
(бпк), миксер $t = 39^\circ\text{C}$ и мельница $t = 42^\circ\text{C}$.

При максимальных значениях $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Нм и $n_1 = 750$ об/мин, (спк), миксер $t = 95^\circ\text{C}$ и мельница $t = 105^\circ\text{C}$; (бпк), миксер $t = 82^\circ\text{C}$ и мельница $t = 90^\circ\text{C}$.

При номинальных значениях $M_2 = 3,0 \cdot 10^5$ Нм и $n_1 = 750$ об/мин, (спк), миксер $t = 83^\circ\text{C}$ и мельница $t = 91^\circ\text{C}$; (бпк), миксер $t = 69^\circ\text{C}$ и мельница $t = 76^\circ\text{C}$.

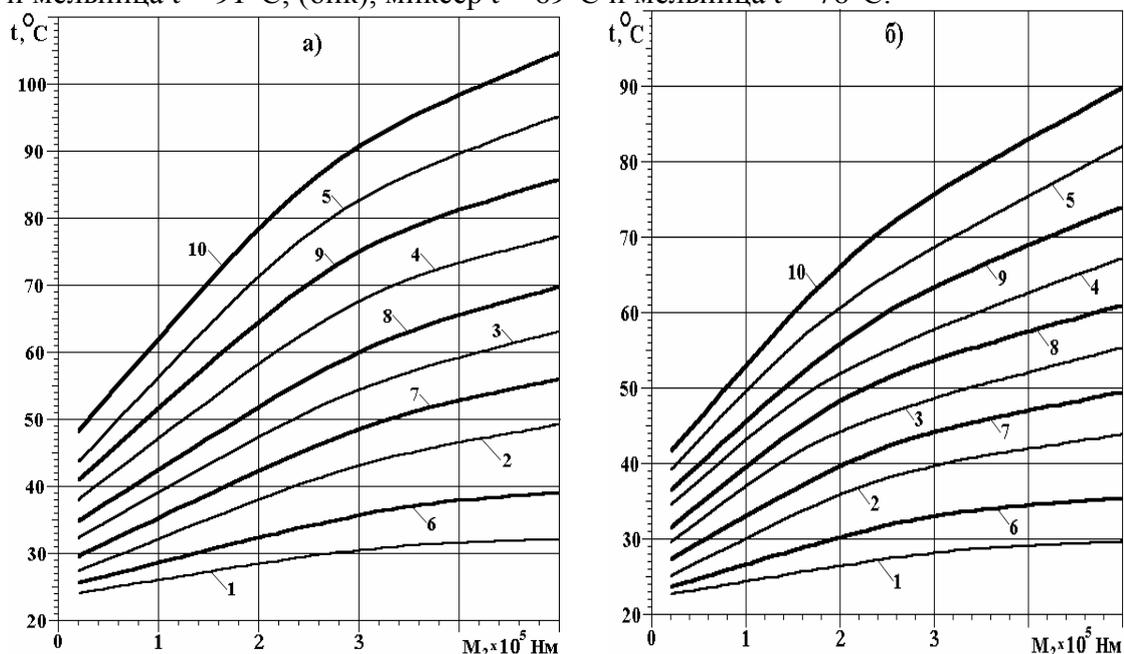


Рис. 8. Температурный режим работы волновых редукторов миксера МП-600АС (кривые 1 – 5) и мельницы МГР5500×7500 (кривые 6 – 10) на различных частотах вращения генератора волн $\omega_1 = [5,24 \text{ с}^{-1}$ (кривые 1, 6); $10,47 \text{ с}^{-1}$ (кривые 2, 7); $26,18 \text{ с}^{-1}$ (кривые 3, 8); $52,36 \text{ с}^{-1}$ (кривые 4, 9); $78,54 \text{ с}^{-1}$ (кривые 5, 10)]: а) проставочное кольцо из стали; б) кольцо из бронзы

Температура масла в картере пропорциональна мощности энергетических потерь редуктора. С ростом частоты вращения генератора волн n_1 и нагрузочного момента M_2 , возрастают энергетические потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн. Это повышает мощность тепловыделения и приводит к более интенсивному нагреву масла в картере редуктора.

На испытательном стенде, работающем на встречных силовых энергетических потоках, проведены ресурсные испытания двух, установленных навстречу друг другу редукторов ВЗ-1120. Тихоходные валы редукторов соединены муфтой. Электрический контур стенда разомкнут и функционирует на встречных силовых потоках с рекуперацией энергии. Это обеспечивает устойчивую работу стенда в любом нагрузочном режиме без ограничения продолжительности испытаний. Режимы ресурсных испытаний редукторов приведены в табл. 4. Нароботка составила

4800 ч. Следы износа наблюдались на поверхностях зубьев гибкого и жесткого колес, а также активных поверхностях дисков генератора волн. Большой износ получили проставочные кольца, выполненные из бронзы. Оболочка гибкого колеса не претерпела видимых изменений. После ресурсных испытаний редукторов, произвели замену проставочных колец, уплотнений и масляных фильтров, удалили продукты износа. Редукторы ВЗ - 1120 установлены на миксеры МП - 600АС и отправлены заказчику на Западно-Сибирский металлургический комбинат.

Редуктор ВЗ - 1120А встроен в механический привод перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500. На испытательном стенде ведомый вал волнового зубчатого редуктора соединен с тормозным мультипликатором и через него с порошковым электротормозом, что обеспечивает максимальный тормозной момент на ведомом валу редуктора ВЗ-1120А $M_{2max} = 5 \cdot 10^5$ Нм. Тиристорный агрегат в комплекте с системой управления обеспечивает плавное устойчивое регулирование частоты вращения ведущего вала редуктора.

Таблица 4 - Режимы ресурсных испытаний волновых редукторов ВЗ - 1120

Нагру- зочный момент, M_2 , Нм	Частота вращения генератора n_1 , об/мин	Темпе- ратура масла, $^{\circ}C$	Уровень звуковой мощности L_{PA} , дБа	Время, час.	Примечания
0	50	23	68	4	
0	100	24	69	4	
0	250	26	71	8	
0	500	27	72	8	
0	750	29	74	8	
$0,2 \times 10^5$	750	39	75	48	
$0,5 \times 10^5$	750	43	76	60	
$1,0 \times 10^5$	750	50	78	60	
$2,0 \times 10^5$	750	61	80	60	Смена масляных фильтров
$3,0 \times 10^5$	750	69	82	3600	Замена масла, смена масл.фильтров
$4,0 \times 10^5$	750	75	84	320	
$5,0 \times 10^5$	750	82	85	620	Смена проставочных колец и уплотнений

Стендовыми испытаниями волновых редукторов мельницы и миксера подтверждены результаты теоретических исследований. Экспериментально подтверждено, что КПД редуктора ВЗ - 1120А на 1,5...2% выше, чем у редуктора ВЗ - 1120. Температурный режим редуктора ВЗ - 1120А отличается от редуктора ВЗ-1120 более высокой температурой масла в картере, на 5...10 $^{\circ}C$.

Определены основные конструктивные факторы, влияющие на энергетические потери в зубчатом зацеплении волновой передачи. Раскрыт характер и уровень влияния различных конструктивных факторов на интерференцию зубьев и величину энергетических потерь в зубчатом зацеплении крупных волновых передач. Энергетические потери в волновом зубчатом зацеплении связаны с относительно высокой скоростью скольжения сопряжённых зубьев, отдалённых на значительные расстояния от полюса зацепления. На входе и выходе зубьев из зацепления, по торцам гибкого колеса расположены интерференционные зоны, активность которых возрастает пропорционально величине нагрузочного момента. В этих зонах зацепления усилия достигают пиковых значений.

Для снижения энергетических потерь в зубчатом зацеплении, необходимо уменьшить протяженность поля зацепления и ширину зубчатых венцов. Это снижает относительные скорости скольжения контактируемых зубьев и уменьшает вероятность их интерференции, чем предотвращается заклинивание и проскок зубьев при передаче больших

крутящих моментов.

Выводы и рекомендации:

Из производственного опыта ЗАО «НКМЗ» установлено, что в известных методиках и рекомендациях не отражено влияние масштабного фактора на технические характеристики крупных волновых зубчатых передач. Не учитываются осевые силы, искажается характер распределения нагрузки в зубчатом зацеплении.

Установлено, что радиальная деформация гибкого колеса при высоких нагрузках способствует повышению угла закручивания на (15...20%). Это нарушает условия контакта зубьев и усиливает их интерференцию.

Установлено, что на входе и выходе зубьев из зацепления скорости скольжения зубьев максимальны, силы в зубчатом зацеплении достигают пиковых значений. Наряду с большой протяжённостью поля зацепления, это способствует повышению мощности энергетических потерь в зубчатом зацеплении.

Наибольшие потери энергии в волновой передаче происходят в зонах контакта дисков генератора волн с гибким колесом. Они пропорциональны углу отклонения дисков от плоскости их движения γ и коэффициенту трения скольжения f в зонах контакта дисков с гибким колесом и скорости скольжения дисков V_f .

Результаты экспериментальных исследований КПД редукторов мельницы и миксера показывают, что с повышением частоты вращения генератора n_1 от 50 – до 750 об/мин, КПД падает на 2...2,5%. Повышение нагрузки до $M_2 = (2,5 \div 3,0) \cdot 10^5$ Нм способствует росту КПД на всех частотах вращения генератора волн. Дальнейшее повышение нагрузки снижает КПД волновых редукторов.

Анализ температурного режима редукторов мельницы и миксера показывает, что температура масла t в редукторах с промежуточным кольцом из стали на 14...15°C выше, чем с кольцом из бронзы. Температура масла определялась при различных нагрузочных режимах, в т.ч. $M_{2max} = 5 \cdot 10^5$ Нм, $n_1 = 750$ об/мин: $t_{ck} = 95^\circ\text{C}$; $t_{cL} = 105^\circ\text{C}$; $t_{6k} = 82^\circ\text{C}$; $t_{6L} = 90^\circ\text{C}$; $M_{2nom} = 3,0 \cdot 10^5$ Нм, $n_1 = 750$ об/мин: $t_{ck} = 83^\circ\text{C}$ и $t_{cL} = 91^\circ\text{C}$; $t_{6k} = 69^\circ$; $t_{6L} = 76^\circ\text{C}$. Перепад температур масла в редукторах обусловлен большим коэффициентом трения и большими энергетическими потерями в кинематических парах «диск – гибкое колесо» с промежуточным кольцом из стали, чем из бронзы.

Для снижения энергетических потерь в зубчатом зацеплении, следует уменьшить протяжённость поля зацепления, принимать углы φ , отсчитанные от большой оси генератора волн до начала входа зубьев в зацепление, на 20 ... 25% меньше центрального угла γ между большой осью генератора и точкой схода гибкого колеса с дисков. Это снижает скорости скольжения зубьев, уменьшает их интерференцию, предотвращает заклинивание зубьев при передаче больших крутящих моментов, при этом модуль зубьев не следует принимать более 4 мм.

В целях устранения проскока зубьев при повышенных крутящих моментах, интерференции зубчатого зацепления второго рода, оптимизации распределения силового

потока в зацеплении, рекомендуется: срезать вершины зубьев гибкого колеса от середины их высоты, на торцах зубчатого венца, полого расходящимися конусами, под углом $\mu = 6^\circ$; ограничить ширину зубчатых венцов $b \leq 40m$; увеличить боковой зазор в зубчатом зацеплении путём снижения толщины зубьев гибкого и жёсткого колёс в допустимых пределах.

Для снижения энергетических потерь и осевых сил в кинематических парах «диск – гибкое колесо», необходимо устранить «плавающую» конструкцию генератора волн, путём установки его на подшипниковые опоры, минимизировать зазоры в генераторе волн, убрать сборочные люфты на дисках, в пространство между дисками и гибким колесом устанавливать кольцо из бронзы.

Результаты выполненных исследований реализованы на АО «НКМЗ» при проектировании и производстве ряда крупных волновых зубчатых редукторов, встроенных в приводы рудоразмольных мельниц и передвижных миксеров, поставленных на Лебединский и Стойленский ГОКи, г.Губкин; Северный ГОК, г. Кривой Рог; Западно - Сибирский металлургический комбинат, г.Ново-Кузнецк.

Список литературы: 1. Гинзбург Е. Г. Волновые зубчатые передачи.– Л.: Машиностроение, 1969. – 160 с. 2. Ковалёв Н. А. Передачи гибкими колёсами. – М.: Машиностроение, 1979.– 200 с. 3. Волков Д.П., Крайнев А. Ф. Волновые зубчатые передачи. – К.: Техника, 1976. – 224 с. 4. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи.–М.: Высшая школа, 1981. – 184 с. 5. Стрельников В.Н., Панков В.А., Севостьянов С.В. О применении волновых редукторов в тяжёлом машиностроении // Прогрессивные технологии и системы машиностроения . Международный сборник научных трудов – Донецк: ДГТУ. – 2000. – С. 199 – 205.

Сдано в редакцию 5.01.05

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

ДИАГНОСТИКА КОРПУСНО-СЕКЦИОННЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС НА РОТОРЕ

Алиев Н.А., (НИИГМ имени М.М. Федорова, г. Донецк)

Vibration diagnostic of case-sectional centrifugal pumps with forecast distribution of unstable masses on a rotor and the analysis trend performances presented.

Мониторинг технического состояния корпусно-секционных динамических машин (далее КСДМ) и их модификаций, в том числе центробежных насосов, турбонасосов, турбогидронасосов и т.д., в силу их конструктивных особенностей и сборки, является многофакторной разветвленной задачей. Главным отличительным признаком таких машин является отсутствие горизонтального разъема, определяющего особенности технологии их сборки.

При эксплуатации, особенно в условиях повышенных требований к безопасности промышленно–организационных структур какими являются атомные и тепловые электростанции, угледобывающие шахты, активный диагностический мониторинг позволяет прогнозировать и предотвращать аварийные ситуации, результаты которых могут стать катастрофическими [1].

Анализ возможных методов неразрушающего контроля в рабочих условиях на первое место ставит виброконтроль, т.е. измерение частотных спектров вибрации и их сравнение с «эталонными» величинами, которые устанавливают текущее техническое состояние и позволяют оценить динамику регрессирования, а также прогнозировать остаточный ресурс КСДМ [2].

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

К гидродинамическим источникам вибрации лопастных насосов как известно относятся: вихреобразование в перекачиваемой среде, неоднородность потока, турбулентные пульсации давления, воздушная и паровая кавитации.

Механические источники вибрации насосов обусловлены как конструкцией и технологией изготовления собственно насоса, так и элементов сопряжения его с приводом и самого привода. Основными источниками первой группы являются неуравновешенные силы инерции вращающихся масс, связанные с технологическими и сборочными несовершенствами в сравнении с геометрическим подобием машины, а также колебательными процессами в опорных узлах – подшипниках (качения или скольжения). Ко второй группе относятся колебательные процессы, связанные с соединительными муфтами, передаточными механизмами и приводными двигателями.

В первую группу входят также геометрические и технологические несовершенства рабочих колес и ротора КСДМ влияющих на виброн нагруженность насосных агрегатов [3]. К такого рода несовершенствам относятся неравновеликость лопаточных зон колес и несимметричность их заполнения, прецессионное движение колес, отклонения от взаимного расположения формообразующих поверхностей, хаотическое расположение неуравновешенных масс при сборке ротора и т.д. Возможной причиной вибрации КСДМ на оборотной частоте может явиться отклонение от коаксиального расположения посадочных поверхностей корпусных деталей, направляющих аппаратов, кольцевых щелевых уплотнений и вследствие этого задевание подвижных (вращающихся) деталей о

корпусные, базовые. Возникающее при этом трение проявляется широкополосным нестабильным спектром вибрации.

Неуравновешенность ротора вследствие весовой асимметрии, не детерминированного распределения остаточных дисбалансов вдоль вала, разбалансировке из-за отложений, износа, вымывания пористых структур материала и т.п. - все эти факторы в той или иной мере могут являться причиной как широкополосных, так и дискретных спектральных компонент вибрации.

Возникновение вибрации может быть вызвано поверхностной усталостью, отклонением геометрии элементов подшипников и посадочных поверхностей, нарушением соосности переднего и заднего кронштейнов, технологическим погибом вала и т.д.

Соединительные муфты являются источниками вибрации как на оборотной частоте, так и в области более высоких частот. Такой характер вибрации наиболее четко выражен на спектрограммах при применении компенсирующих муфт типа шлицевых или зубчатых, без продольной модификации зуба. Упругие муфты, типа торовых, лепестковых или втулочно-пальцевых, могут возбуждать колебания на оборотной частоте, а также на частотах кратных числу пальцев. Это связано с погрешностью относительной ориентации гнезд и окружного шага отверстий под пальцы на полумуфтах, дисбалансами полумуфт, непосредственно связанных с указанными погрешностями и неточностями изготовления внутренних поверхностей полумуфт относительно наружных, неравной жесткостью упругих элементов и их релаксацией в процессе работы агрегата и т.д.

Вибрацию агрегата может вызывать пульсация перекачиваемой жидкости в присоединенных трубопроводах и дополнительные усилия, приложенные при их центровке и монтаже на фланцах КСДМ.

Вышеперечисленные факторы, влияющие на спектр вибрации насосных агрегатов являются основными критериями для формирования технологической политики в решении задачи снижения вибронгруженности и их технической диагностики. Методом исключения или сужения ряда технических и технологических несовершенств в общей технологической цепочке позволяет в системе КСДМ определять вклад того или иного фактора на вибронгруженность агрегата. Например, весовая асимметрия рабочих колес различных технологических исполнений при сборке на валу может быть исключена если: 1) в КСДМ использовать только колеса одного класса и технологического исполнения; 2) разработать и применять рабочие колеса с минимальным весовым разбросом и неуравновешенностью, что в принципе реализуется при применении технологии производства колес штампо-сварного исполнения [3], [4]; 3) применение поэлементной балансировки в противовес балансировки ротора в сборе позволяет исключить влияние сборочного эксцентриситета рабочих колес на вибронгруженность агрегата [5] и т.д. Обработка корпусных деталей с одного установка уменьшает влияние эксцентricности кольцевых щелевых уплотнений, внутренних и наружных посадочных поверхностей на вибрацию, т.к. в этом случае будет гарантированно отсутствие касания вращающихся деталей о неподвижные. Изготовление длинных гибких валов, особенно для многосекционных КСДМ, с обязательным применением подвижных и неподвижных люнетов, позволяет минимизировать технологический прогиб и соответственно оптимизировать величины зазоров по уплотнениям, исключить вибрацию от ударов сопряженных поверхностей и т.д.

Из вышеприведенного можно сделать вывод, что комплекс технологических мероприятий, отработанный в НИИГМ имени М. М. Федорова при создании методики изготовления многих типов КСДМ позволяет применить при диагностике их закон исключения. Он может быть сформулирован так: если при изготовлении применены отработанные технологические требования, в результате которых получено полное соответствие между прототипом и элементами КСДМ, то основной вклад в вибронгруженность будут вносить внешние факторы. К ним в первую очередь следует

отнести качество центровки, технологическое исполнение и тип соединительного узла, уровень вибронгруженности электродвигателя, жесткость рам и фундаментов, способ привязки трубопроводов к фланцам КСДМ и т.д. Если предварительно при сборке узлов проведена дефектация подшипников, то соответственно их можно исключить (на первоначальном этапе, при пуске агрегата или при обкатке) из возможных факторов, вызывающих вибрацию. Однако по мере наработки агрегата требуется вводить обязательный контроль опорных узлов на соответствующих частотах.

Кинематические частоты возбуждения вибрации в корпусно-секционных машинах зависят от рабочей оборотной частоты и кратны числу источников, вызывающих вибрацию того или иного рабочего элемента: числу лопаток колеса, направляющего аппарата, лопаток диффузора, числу тел качения подшипников, числу пальцев или связей муфт и т.д.

Лопаточная частота рабочего колеса насоса проявляется в спектральном представлении в виде ряда дискретных компонент на частотах, Гц:

$$f_{л} = m \cdot z \cdot f_{р}, \quad (1)$$

где m – 1,2,3,... -порядковый номер гармоники лопаточной частоты ; z – число лопастей рабочего колеса, $f_{р}$ -частота вращения ротора насоса, Гц ;

Аналогично для лопаточной частоты направляющего аппарата или диффузора КСДМ:

$$f_{an} = m \cdot k \cdot f_{р} \quad (2)$$

где k – число лопастей направляющего аппарата или диффузора.

Основные частоты и их гармоники возбуждения колебаний подшипников могут быть определены по зависимостям [6], в порядке возрастания частот и сведены в табл.1.

В табл. 1 приведены кинематические частоты возбуждения вибрации в корпусно-секционном насосе типа ЦНС 300 или ЦНСШм при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$. Число лопаток рабочего колеса $z=7$, число лопаток направляющего аппарата $k=6$, отводящего диффузора $m=6$. В опорных узлах приняты к установке роликподшипники радиальные сферические двухрядные № 3618 ГОСТ 5721 с основными геометрическими параметрами: $d = 23 \text{ мм}$, $z_{ш} = 14$, $D_{н} = 150 \text{ мм}$, $D_{в} = 70 \text{ мм}$, $D = 110 \text{ мм}$, $\beta = 14^{\circ}$. Приведенные в табл. 1 частоты, возбуждаемые в подшипниковых опорах, несколько разнятся от реальных, ввиду наличия относительного скольжения тел качения по кольцам.

В приводах насосных агрегатов с производительностью $Q = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ применяется муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП -350 с числом пальцев $m=10$ и набором резиновых трапецеидальных колец. В табл. 1 учтен факт возможной установки между полумуфтами числа пальцев не рекомендуемых к применению. Данные табл. 1 – основа для оценки кинематических частот возбуждения вибрации элементами насоса по их вибрационным спектральным составляющим.

Полученная группа данных является идентификационным кодом при виброметрии и анализе технического состояния корпусно-секционных насосов типа ЦНС 300 или ЦНСШм 300. К ней должно быть присоединена информация о нормах на уровни вибрации и выделена зона предельно допустимых ее величин для различных действующих источников. За базовую принята оценка вибронгруженности динамических машин согласно стандартам ISO 2372 и VDI 2056. Пределы и нормирование величин вибрации по указанным стандартам ISO 2372 и VDI 2056 с указанием предельного состояния приведены на рис. 1.

Таблица 1 - Кинематические частоты возбуждения вибрации насоса ЦНСШм 300 на рабочей оборотной частоте 25Гц (1500 об/мин)

№ гармоники	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Насос										

Оборотная частота, Гц	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
Лопаточная частота, Гц, 7 лопаток	175	350	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750
Направляющий аппарат, Гц, 6 лопаток	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
Втулочно-пальцевая муфта МУВП-350										
6 пальцев	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
8 пальцев	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
10 пальцев	2500	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
Подшипник №3618 ГОСТ 5721										
Радиальный зазор, Гц	175	350	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750
Сепаратор, Гц	10,1	20,2	30,3	40,4	50,5	60,6	70,7	80,8	90,9	101
Тела качения, Гц	62,1	124,2	186,3	248,4	310,5	372,6	434,7	496,8	558,9	621
Наружное кольцо, Гц	141,3	282,6	423,9	565,2	706,5	847,8	989,1	1130	1272	1413
Внутреннее кольцо, Гц	206,3	412,6	618,9	825,2	1032	1238	1444	1650	1857	2063

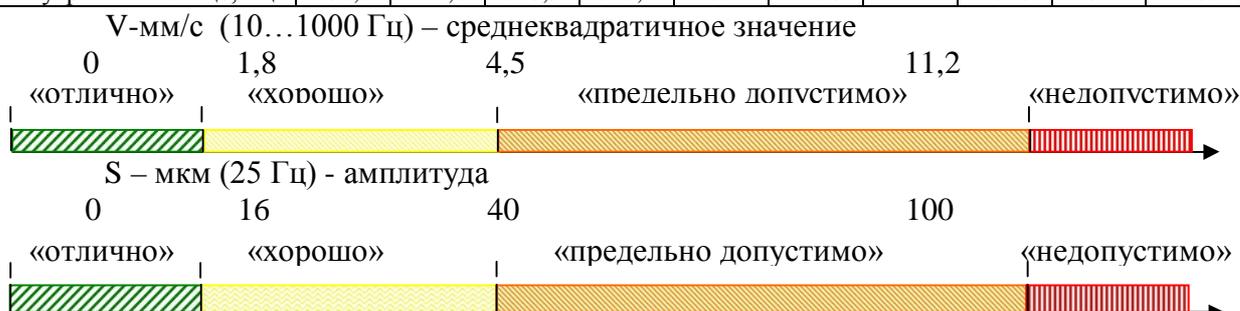


Рис.1. Нормы стандартов ISO 2372 и VDI 2056 для вибромониторинга корпусно-секционных динамических машин

Принято нормировать среднеквадратическое значение виброскорости V-мм/с в частотном диапазоне 10...1000 Гц или амплитудное значение вибросмещения S-мкм на оборотной частоте ротора насоса (25 Гц). Категории нормирования – «отлично», «хорошо», «предельно допустимо», «недопустимо».

При агрегатировании на общей раме КСДМ и приводного электродвигателя, а также подсоединении напорного и всасывающего трубопроводов в обязательном порядке необходимо, для понижения вибронгруженности агрегата, выполнение следующих условий:

- трубопроводы подсоединяются к насосу таким образом, чтобы они передавали на патрубки минимальные усилия и не вызывали бы дополнительную вибрацию насоса. Запрещается притягивать трубопроводы к насосным агрегатам. Допустимая непараллельность фланцев в соединении на каждые 100 мм диаметра трубопровода и давления 60 МПа должна быть не более 0,05 мм [7];

- около 50% дефектов промышленного оборудования связано с некачественной центровкой роторов машин агрегатов. Измерение виброскорости в радиальном и осевом направлениях с фиксацией спектральных составляющих на оборотной частоте и ее первой гармонике - чувствительные диагностические признаки расцентровки. Для чисел оборотов вала $n = 1000 - 2000 \text{ мин}^{-1}$ нормируется относительное расположение полумуфт: угловая несоосность (мм/100мм) «отлично» - 0,05мм, «допустимо» - 0,08мм; параллельное смещение (мм) «отлично» - 0,05мм, «допустимо» - 0,1мм [7];

- необходимо обеспечить жесткое крепление насоса и двигателя к монтажной раме и фундаменту. Динамическая жесткость фундамента и подшипника считается удовлетворительной, если величина виброскорости, измеренная на лапе насоса (двигателя) не превышает 50% величины виброскорости подшипника, причем оба измерения проводятся соответственно в вертикальном и поперечном направлениях.

Для электродвигателя на холостом ходу в точках 12В... 13П, 15В (рис.2) измеряется уровень виброскорости (среднеквадратическое значение в полосе частот от частоты вращения до 2000 Гц). Измеренный уровень виброскорости для жестко

закрепленного двигателя должен быть не более 2,8 мм/с, а значение виброскорости на лапах - не более 1,4 мм/с.

Ремонтные воздействия необходимо применить при увеличении вибрации в 2 - 3 раза, т.е., в нашем случае при 5,6 - 8,4мм/с, причем по достижению уровня виброскорости 11,2 мм/с требуется немедленная остановка двигателя [2], [7].

Вибромониторинг собственно центробежного корпусно-секционного насоса осуществляется в точках 1В...11О. 14В, 16В, 18П, 19П (рис. 2). Измеряются спектральные характеристики виброскорости в частотном диапазоне до 200 Гц. Для сопоставления спектральных линий и технического состояния насоса, т.е. для расшифровки спектра составляется перечень кинематических частот возбуждения вибрации (табл. 1) в которой представлены основные частоты и их гармоники.

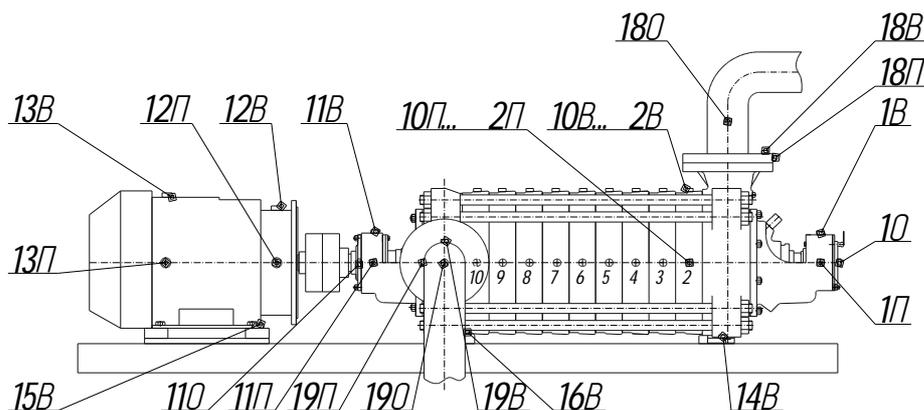


Рис. 2. Точки замера вибрации на насосном агрегате при мониторинге
П – направление установки пьезоакселерометра для замера поперечных колебаний;
В - направление установки пьезоакселерометра, для замера вертикальных колебаний;
О – направление установки пьезоакселерометра для замера осевых колебаний

В первую очередь проверяется состояние подшипников по уровню ударных импульсов генерируемых ими, измерение которого обеспечивается применением специального датчика на его резонансной частоте порядка 28 кГц, входящего в стандартный комплект современных цифровых виброспектроанализаторов, к примеру прибор 795М или СД-12М.

В спектроанализатор вводится значение внутреннего диаметра подшипника, оборотная частота и регистрируется уровень (в дБ) ударных импульсов, превышающий заранее известный номинальный уровень для нового подшипника, функционирующего в штатном режиме. Тогда для превышения номинального уровня не более чем на 20 дБ - состояние подшипника «хорошее», при 20... 40 дБ – «удовлетворительное», при более 40 дБ - требуется остановка и «ремонтное воздействие» (замена подшипника).

Нормирование среднеквадратического значения виброскорости согласно стандарта ISO в диапазоне частот 10...1000 Гц указывает на величину не более 4,5 мм/с для допустимого состояния с предельно допустимым значением 11,2мм/с. В подавляющем большинстве случаев основная частотная составляющая вибрация приходится на оборотную, для которой стандарт VDI 2056 нормирует предельно допустимую амплитуду вибросмещения величиной не более 100 мкм.

Спектральный анализ вибрации позволяет отслеживать кинематические несовершенства насосного агрегата, в оперативном порядке определять и устранять их. Ниже приводятся наиболее характерные случаи проявления дефектов, технологических или кинематических несовершенств, расцентровки и т.д., выявленные при вибромониторинге насосных агрегатов на водоотливных комплексах шахт Украины.

На рис. 3 приведена спектрограмма виброскорости в вертикальном направлении

(точка 10В) в районе всасывающего патрубка насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №2, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Уровень оборотной составляющей виброскорости - 4,4 мм/с на частоте 25 Гц (1500 об/мин) преобладающий, величина амплитуды вибросмещения составляет 28,0 мкм, что соответствует категории нормирования “хорошо”. Время наработки агрегата на момент снятия характеристики T= 1680 часов.

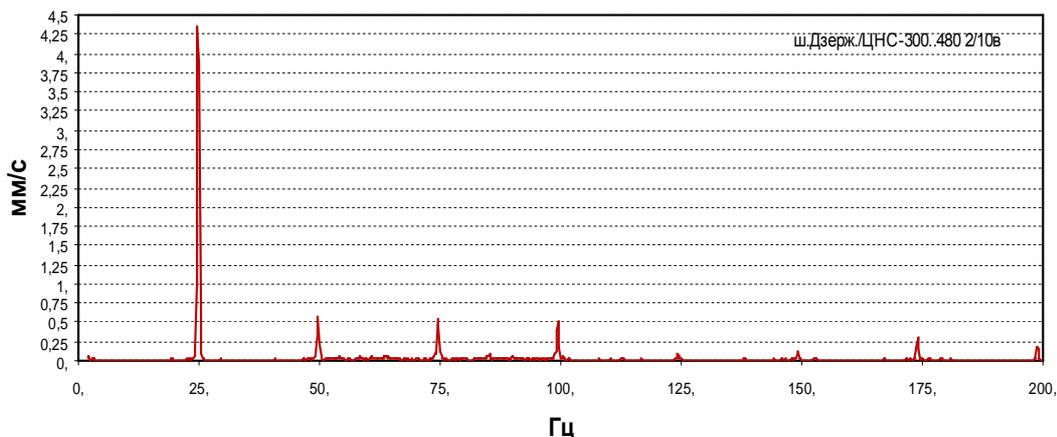


Рис. 3. Спектральное представление дисбаланса ротора насоса

На рис. 4 представлена явно выраженная несоосность роторов насоса и двигателя насосного агрегата ЦНС 300-600 (точка 30 рис. 2), горизонт 516, стационарный №3 шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь»: уровень второй гармоники (50Гц) оборотной частоты – 2,7 мм/с, а среднеквадратическое значение виброскорости в диапазоне 2...200Гц составляет 4,7мм/с, что по ISO 2372 нормируется как “предельно допустимо” ($4,5 < 4,7 < 11,2$). Требуется немедленные мероприятия по центровке валов насоса и электродвигателя.

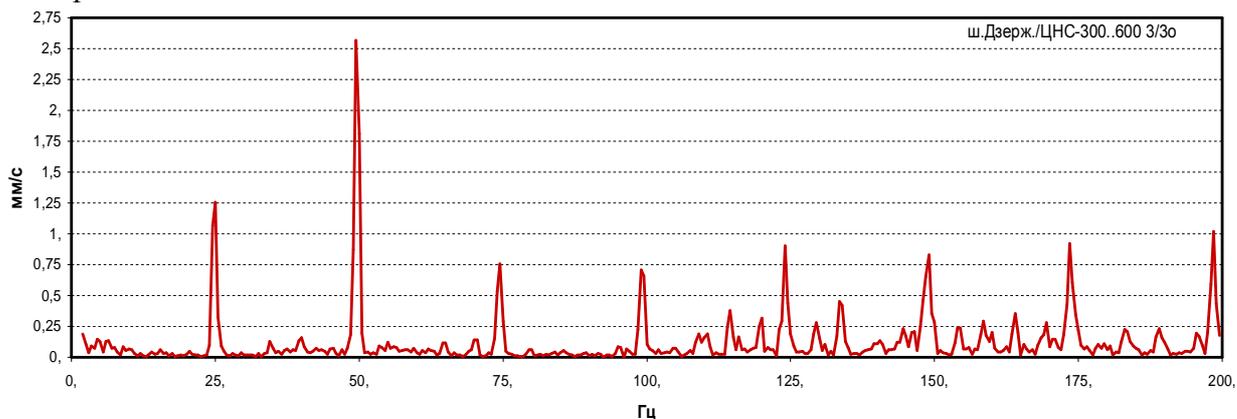


Рис. 4. Спектральное представление нарушения соосности роторов насоса и электродвигателя

Увеличенный радиальный зазор подшипника №3618 ГОСТ 5721 проявляется на частоте (табл. 1) 175Гц и представлен на рис. 5, величина виброскорости – 2,3 мм/с. Приведена спектрограмма виброскорости в вертикальном направлении (точка 1В, рис.2) в зоне опорного узла заднего кронштейна насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №2, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия характеристики T= 1680 часов. Уровень оборотной составляющей виброскорости 1,75 мм/с.

Комбинация дефекта наружного кольца (частота 141Гц) подшипника и увеличенного его радиального зазора (частота 175Гц) представлена на рис.6 и является помимо уровня оборотной частоты наиболее значимыми составляющими спектра.

Выявлены при виброконтроле состояния опорного узла заднего кронштейна насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №1, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия характеристики $T=2756$ часов. Общий уровень виброскорости равен $3,7$ мм/с. Категория нормирования - «хорошо» ($1,8 < 3,7 < 4,8$ мм/с). Требуется проведение периодического вибромониторинга опорного узла с возможной заменой подшипника.

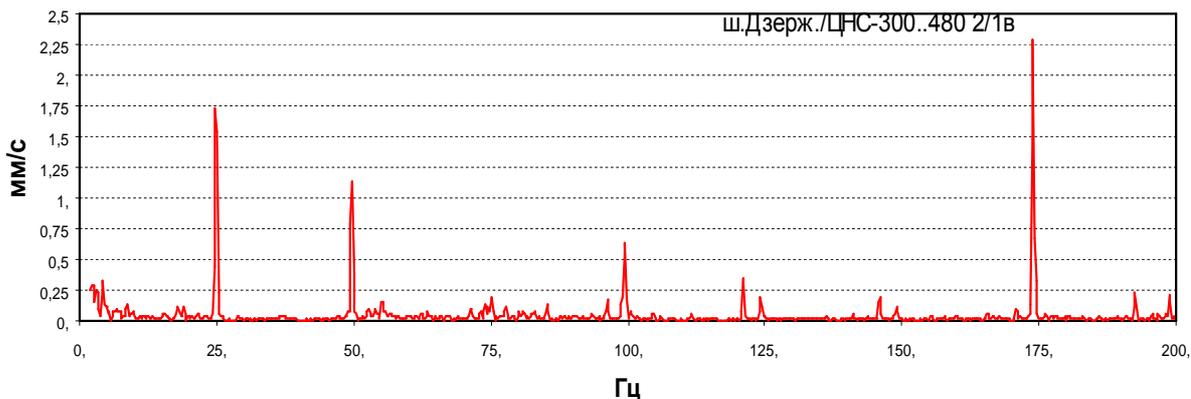


Рис. 5. Спектральное представление повышенного радиального зазора подшипника №3618

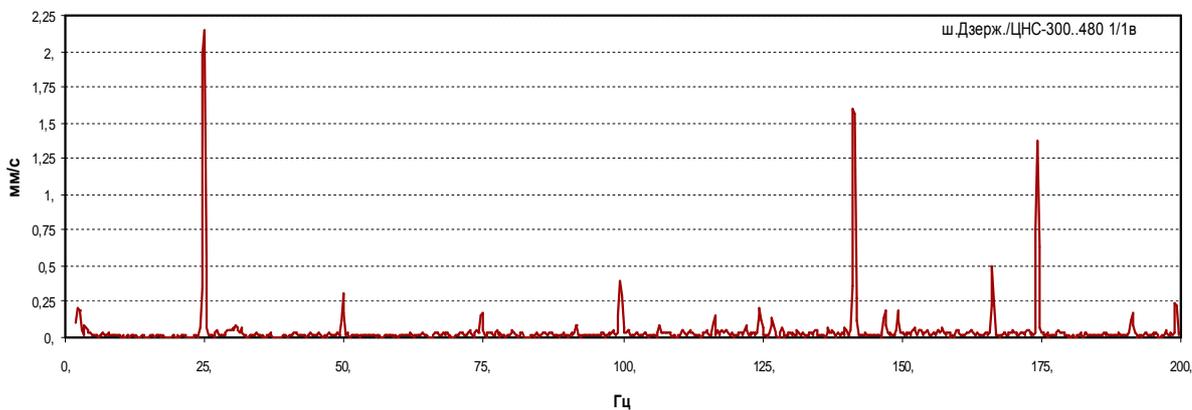


Рис. 6. Спектральное представление дефекта наружного кольца и повышенного радиального зазора подшипника №3618

Случай задевания ротором насоса щелевых уплотнений представлен на рис. 7 и вызван большим дисбалансом (уровень оборотной составляющей скорости- 7 мм/с, вибросмещения - $44,8$ мкм) проявляющимся в диапазоне $120...175$ Гц. Выявлен при виброметрии насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №1, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия виброхарактеристик $T=1027$ часов. По стандарту VDI 2056 вибросостояние насоса «предельно допустимо» ($40 < 44,8 < 100$ мкм)

Неравномерность гидродинамической нагрузки по периметру насосного колеса проявляется с ростом глубины амплитудной модуляции составляющей лопаточной вибрации. Хотя для насоса ЦНС 300 частота радиального зазора подшипника и лопаточная совпадают (см. табл. 1), по виду спектра в окрестности частоты 175 Гц - расширению спектрального пика и появлению боковых частот можно выявить срывные потоки жидкости - источник гидродинамической неустойчивости (рис.8). Получен при вибромониторинге насосного агрегата ЦНС 300-600, горизонт 516, стационарный №4, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия виброхарактеристики $T=8796$ часов.

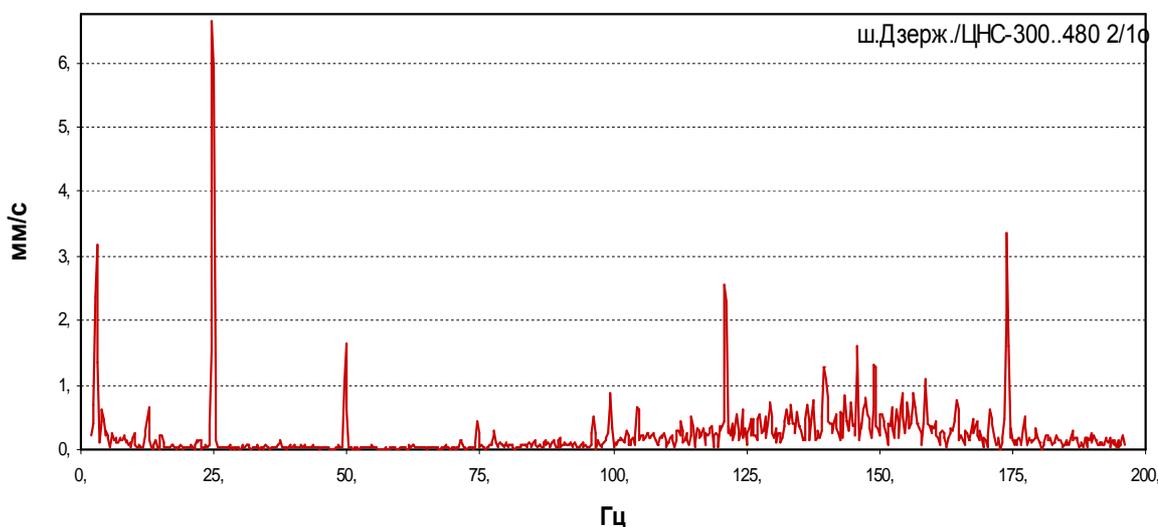


Рис. 7. Спектральное представление задевания ротором насоса кольцевых щелевых уплотнений

Снижение вибронегруженности собственно корпусно-секционных центробежных насосов достигается поэлементной балансировкой рабочих колёс в динамическом режиме на рабочих оборотах и распределением неуравновешенных масс на роторе по закономерностям близким к параболе или закона цепной линии [8]. Примеры распределения неуравновешенных масс по ротору некоторых насосов после балансировки в динамическом режиме, согласно указанных закономерностей приведены в [5]. Над насосами указанной постройки в процессе всего ресурса их работы установлен контроль рабочих характеристик, вибропараметров, температурного режима и т.д. Замеры указанных показателей производились каждые три месяца со дня запуска агрегатов для получения трендов работы машин.

Контроль вибропараметров производился виброанализатором 795М в поперечной, вертикальной и продольной плоскостях агрегата, расход измерялся ультразвуковым счетчиком жидкости «Эргомера 100Н2», температура воды из разгрузки и подшипниковых узлов – термометром контактным цифровым ТК–505, расход через узел компенсации осевой силы–мерной емкостью с фиксацией времени ее заполнения.

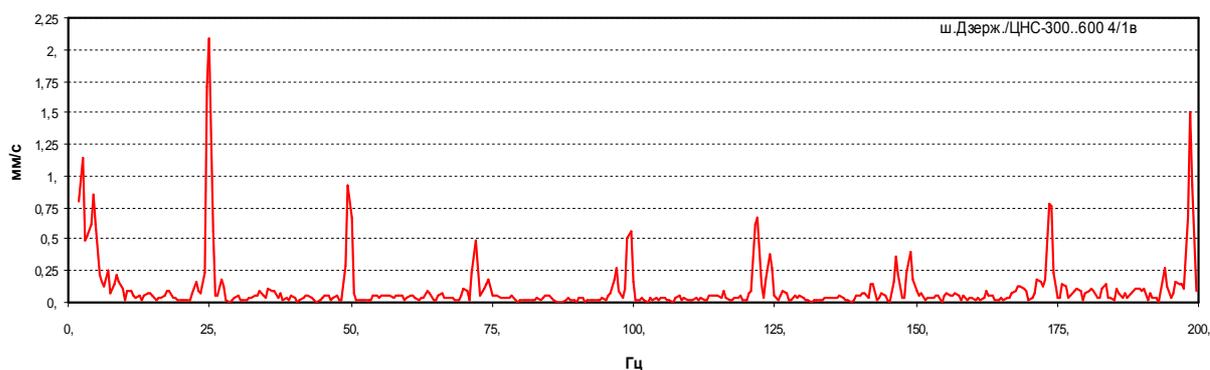


Рис. 8. Спектральное представление неравномерности гидродинамической нагрузки

На основе полученных замеров виброперемещений и виброскоростей для указанных насосов построены упругие линии валов агрегатов и проведен сопоставительный анализ количественного и качественного изменения показателей их работы [8].

На рис. 9 приведены распределения виброперемещений и виброскоростей по валу насоса ЦНСШм 300-480, шахта им. Ф.Э. Дзержинского, гор. 916, станц. № 1. Пуск

агрегата в работу произведен в апреле 2004 г. Время наработки $T = 2886$ часов, дата обследования – 09.11.2004г.

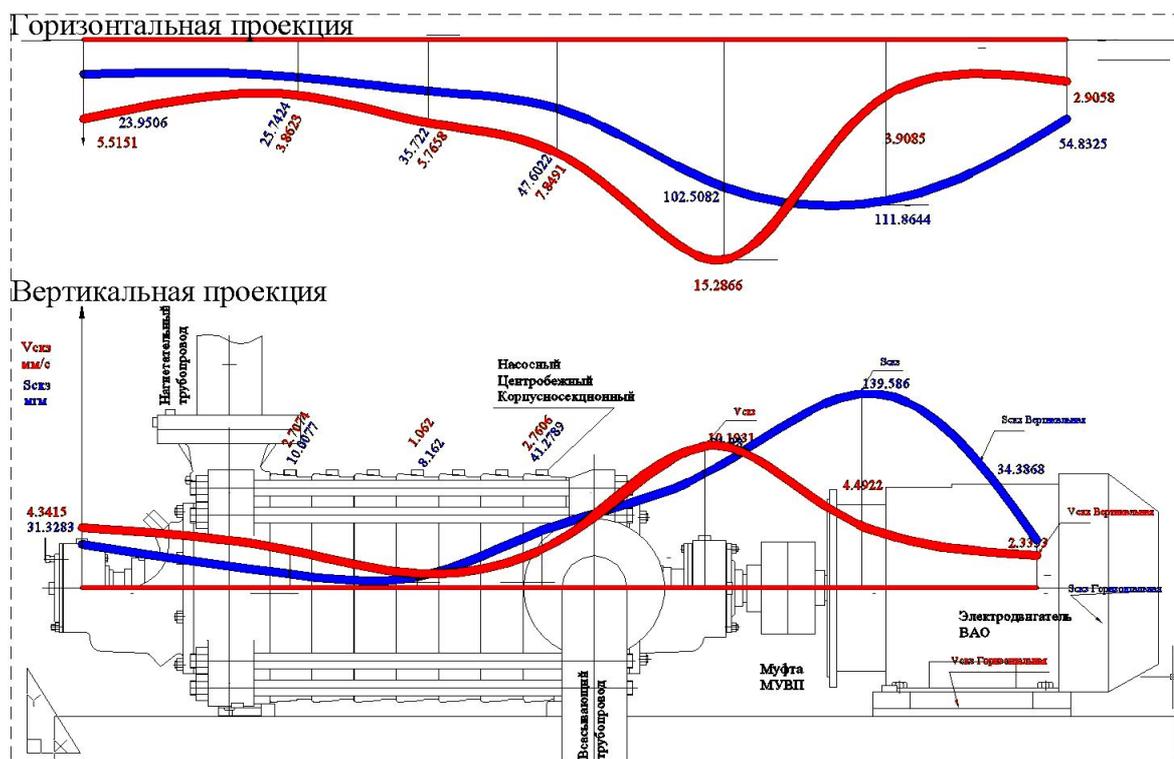


Рис. 9. Распределение виброперемещений и виброскоростей вдоль упругой линии насосного агрегата ЦНСШм 300-480

Из анализа виброперемещений и виброскоростей вдоль упругой линии насосного агрегата ЦНСШм 300-480 понятно, что при прогнозируемом распределении неуравновешенностей по ротору картина вибронегруженности агрегата насоса имеет тенденцию к сохранению своей формы и уровня вибропараметров за весь срок его службы.

Влияние внешних факторов или источников вызывающих вибрацию проявляется в виде несоответствия индефикационного кода с полученными вибрационными спектрами агрегата. Т.е. при детерминированном распределении неуравновешенностей по ротору, по одной из принятых закономерностей[8], существенный вклад в общую картину вибронегруженности вносят источники вибрации связанные с внешними факторами. Такие механические источники вибрации насосов могут быть, в первую очередь, обусловлены элементами сопряжения насоса с приводом, самого привода, а также колебательными процессами в опорных узлах – подшипниках и т.д. При такой технологии предсборочной подготовки и сборки из рассмотрения полностью могут быть исключены факторы неуравновешенности и технологического несовершенства элементов ротора.

В совокупности анализ вибронегруженности проведенный более чем 160 насосных агрегатов, показывает методологию оценки состояния таких машин и оперативного принятия решения при диагностике и прогнозировании их ресурса.

ВЫВОДЫ

1. Анализ технического состояния, диагностики и прогнозирования ресурса корпусно-секционных динамических машин посредством виброметрии требует комплексного подхода к технологии производства их элементов, организации предсборочной подготовки, балансировки и сборки для создания достаточно полного соответствия агрегатов геометрическому подобию, обусловленному их конструкторскими особенностями.

2. Разработка и применение технологических методов способствующих производству агрегатов, исключаящих технологические несовершенства или их минимизацию, детерминизм распределения массцентровочных характеристик по валу, организацию сборки на основе результатов балансировки позволяют в характеристических спектрах узлов и агрегата в целом выделить внешние дефекты, несовершенства и т.д. - факторы приводящие к снижению ресурса или выходу из строя агрегата.

3. Вибромониторинг корпусно-секционных насосов благодаря проведенному предварительно кинематическому анализу основных частот возбуждения вибрации, отслеживанию уровня спектральных составляющих, как на кинематических частотах, так и в полосах частот с привлечением вибростандартов ISO и UDF позволяет оперативно выявлять техническое состояние и прогнозировать остаточный ресурс составных частей и всего насосного агрегата в целом.

Список литературы: 1. Алиев Н.А., Грядущий Б.А. Техніка та технологія організації водовідливу шахт, що закриваються // Вісті академії інженерних наук України – 2004р. №2. – С. 15-20. 2. Грядущий Б.А., Алиев Н.А., Бондарь Ю.В. Корреляционно–статистический метод оценки остаточного ресурса шахтных машин динамического действия. Сборник научных трудов. /НГУ. Днепропетровск 2003. -№17.- Т.2. - С. 16-30. 3. Алиев Н. А. Динамические аспекты технологической стратегии производства высокоточных рабочих колес центробежных многоступенчатых шахтных насосов.// Збірник наукових праць НДІГМ імені М.М. Федорова. Проблеми експлуатації шахтних стаціонарних установок. – Вип. 95. - Донецьк,2002. - С. 67-82. 4. Алиев Н.А. Метод нормирования технологического несовершенства при механической обработке рабочих колес многосекционных шахтных машин: Сборник научных трудов / НГУ. - Днепропетровск, 2003. №17, т.2. с. 214-224. 5.Алиев Н. А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірнично - електромеханічна.- Вип. 51. - Донецьк. 2002. - С. 3 - 9. 6. В.Д. Васильев, Е.А. Ивашнев, В.В. Малюшенко. Монтаж компрессоров, насосов и вентиляторов.// М. “Высшая школа” 1979. 7. С.В. Лихачев, В.А. Мартыновский. Центровка оборудования - проблемы и перспективы.// Материалы одиннадцатой ежегодной международной конференции «Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики» - Ялта, 2003. 8. Алиев Н. А. Вибродиагностика корпусно-секционных насосов с прогнозируемым распределением неуравновешенных масс ротора.// Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірнично - електромеханічна.- Вип. 83. - Донецьк. 2004. - с. 225 -234.

Сдано в редакцию 16.12.04

Рекомендовано д.т.н., проф. СедушВ.Я.

О ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ НАЧАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ ГИПОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЛУЧШЕННЫМИ КАЧЕСТВЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ

Балицкая Т.Ю., Грибанова Ю.В., Кочевский А.А.
(ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина)

A questions of the theoretical and real hypoid gears first surfaces, which have improved qualitative parameters, is discussed.

Как известно, гипоидные зубчатые передачи и редукторы, предназначенные для передачи вращения между перекрещивающимися валами для передаточных чисел от 1 до 100 и более и имеют по сравнению с другими пространственными передачами ряд существенных преимуществ и используются в автомобильных трансмиссиях, в тракторах, в машинах текстильной промышленности, в металлорежущих станках, в бумагоделательных машинах, в прецизионных станках и т.д.

Проведя анализ накопленного опыта в изготовлении и эксплуатации, можно сказать, что увеличение прочности и улучшение эксплуатационных качеств гипоидных передач достигалось [1]:

- разработкой общих методов исследования;
- оптимизацией и синтезом по заданным качественным показателям;
- оптимизацией наладочных параметров;
- локализацией контакта зубьев для уменьшения восприимчивости передач к погрешностям и деформациям; исследованием точности передач;
- применением зацепления типа новиковского;
- синтезом приближенных (несопряженных) передач;
- совершенствованием контактно-гидродинамической теории, критериев и методик расчета на задиростойкость и заедание гипоидных пар;
- экспериментальными исследованиями;
- развитием теории упруго напряженного состояния, прочности и нагрузочной способности зубьев.

В целом же, изученность гипоидных передач является недостаточной, что приводит к потере больших скрытых резервов увеличения их прочности и улучшения эксплуатационных качеств. В том числе, одним из существенных резервов является переход от конических начальных поверхностей к гиперблоидным, либо к начальным поверхностям, наименее отклоняющимся от гиперблоидных аксоидов.[2-4].

В связи с этим целью данной работы является разработка теоретических основ синтеза и анализа винтовых и гипоидных передач с улучшенными качественными показателями. На основании поставленной цели, в данной работе предусматривается решение следующих задач: разработать схему теоретической и действительной начальной поверхности гипоидных зубчатых передач, исследовать геометрические особенности образования винтовых и гипоидных передач, разработать теоретические основы синтеза винтовых и гипоидных передач с улучшенными геометрическими параметрами, провести компьютерное твердотельное моделирование сопряженной ортогональной гипоидной пары, действительные начальные поверхности которой наименее отклоняются от гиперблоидных аксоидов.

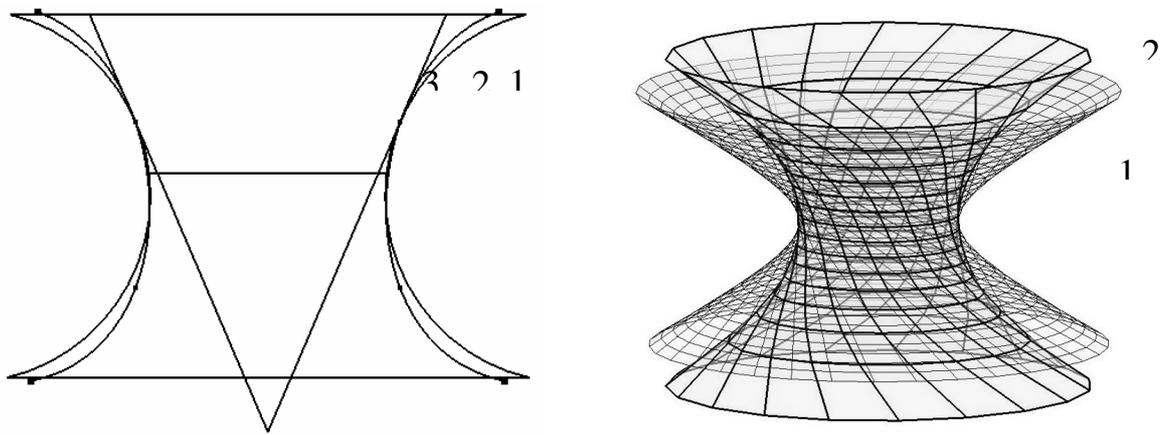


Рис. 1. Теоретическая (1) и действительные (2 и 3) начальные поверхности гипоидных зубчатых передач: 1-гиперboloидный аксоид; 2- квазигиперboloидная поверхность, наименее отклоняющаяся от поверхности 1; 3- коническая поверхность

Теоретические начальные поверхности зубчатых колёс. Передача вращения между перекрещивающимися под произвольным углом γ осями осуществляется посредством гиперboloидных колёс с винтовыми зубьями (рис. 2). Касание теоретических начальных поверхностей (однополостных гиперboloидов вращения) происходит (рис. 2, 3) по пространственной прямой линии $z-z$, расположенной (рис. 4, координатная ось z) в плоскости π , параллельной плоскостям x_1z_1 и x_2z_2 (пл. $x_1z_1 \parallel$ пл. x_2z_2) и делящей расстояние между плоскостями x_1z_1 и x_2z_2 на отрезки длиной r_1 и r_2 ($r_1 + r_2$ - кратчайшее межосевое расстояние a_w в винтовой передаче или гипоидное смещение E в гипоидной передаче; r_1 и r_2 - радиусы горловин однополостных гиперboloидов, получаемых вследствие вращения образующей прямой $z-z$ вокруг осей z_1 и z_2 соответственно; γ - угол между осями z_1 и z_2 вращения заготовок в станочном зацеплении и зубчатых колёс в рабочем зацеплении). Легко видеть, что

$$\gamma = \beta_1 + \beta_2. \quad (1)$$

В точке $P \in z-z \in \pi$ (рис. 4, 5) построим план линейных скоростей $\vec{V}_1, \vec{V}_2, \vec{V}_{12} = \vec{V}_1 - \vec{V}_2$ теоретических начальных поверхностей. Общая касательная $z-z$ и вектор \vec{V}_{12} скорости относительного движения должны иметь [6] общую линию действия. Из построений рис. 5, применяя известную в тригонометрии теорему синусов, в точке P получаем:

$$\frac{V_1(P)}{\sin(90^\circ - \beta_2)} = \frac{V_2(P)}{\sin(90^\circ - \beta_1)} \Rightarrow \frac{V_1(P)}{V_2(P)} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}. \quad (2)$$

А так как равенства

$$\frac{V_1(P)}{r_1(P)} = \omega_1 = const, \quad \frac{V_2(P)}{r_2(P)} = \omega_2 = const \quad (3)$$

должны выполняться в любой точке линии $z-z$, то рассматривая (2) и (3) в точке Q (рис. 5), получаем номинальное передаточное число синтезируемой передачи (ведущее – второе колесо):

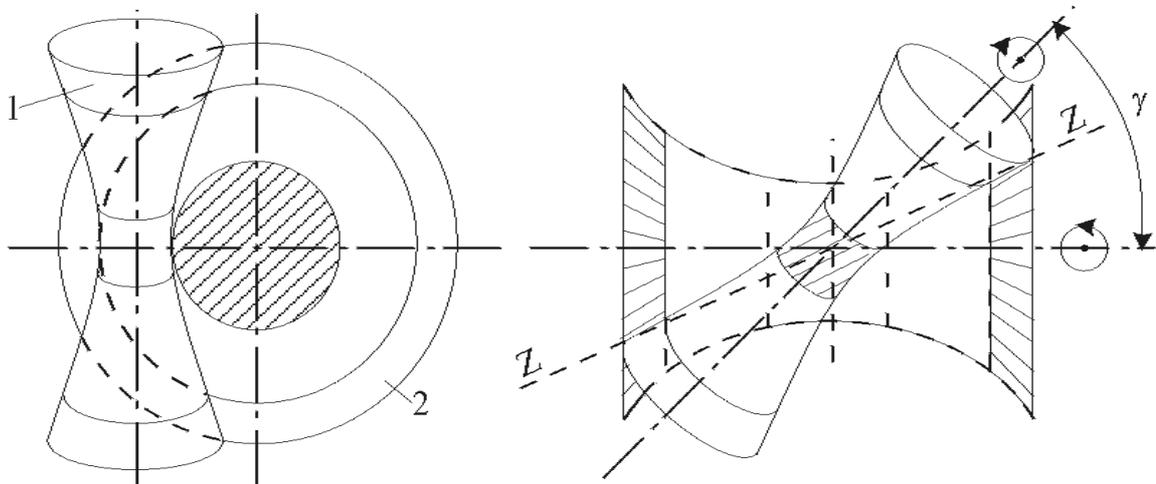


Рис. 2. К образованию винтовых и гипоидных передач

А так как равенства

$$\frac{V_1(P)}{r_1(P)} = \omega_1 = const, \quad \frac{V_2(P)}{r_2(P)} = \omega_2 = const \quad (3)$$

должны выполняться в любой точке линии $z-z$, то рассматривая (2) и (3) в точке Q (рис. 5), получаем номинальное передаточное число синтезируемой передачи (ведущее – второе колесо):

$$u_0 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1 \cos \beta_1}{r_2 \cos \beta_2} \quad (4)$$

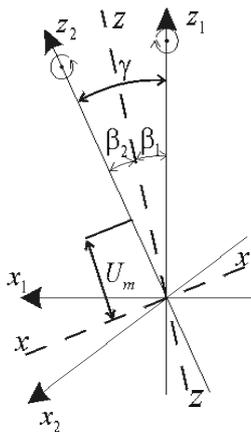


Рис. 3. Относительное положение осей z_1, z_2 вращения колес и линии $z-z$ контакта гиперboloидных аксоидов в станочном и рабочем зацеплении (координатные оси y_1, y_2 совпадают и направлены перпендикулярно плоскости

В формулах (3) $r_1(P), r_2(P)$ - радиусы окружностей, получающихся в сечении гиперboloидов плоскостями, проходящими через точку P перпендикулярно осям z_1, z_2 .

Для традиционных винтовых и гипоидных передач, выполняемых на основе цилиндрических и конических начальных поверхностей, формулы (1) и (4) имеют аналогичный вид [6, 7].

Таким образом, в зубчатых гипоидных передачах заданному передаточному числу u_0 можно удовлетворить, варьируя не только r_1/r_2 , но и $\cos \beta_1/\cos \beta_2$.

Координаты прямой $z-z$ в системе координат xuz (рис. 3, 4) имеют вид:

$$x = 0, y = 0, z = U_m; \quad (m = \overline{1, 2}) \quad (5)$$

Независимая переменная (параметр) $U_m \in (-\infty; +\infty)$. В системе координат $x_1y_1z_1$ индекс $m = 1$, в системе $x_2y_2z_2$ индекс $m = 2$.

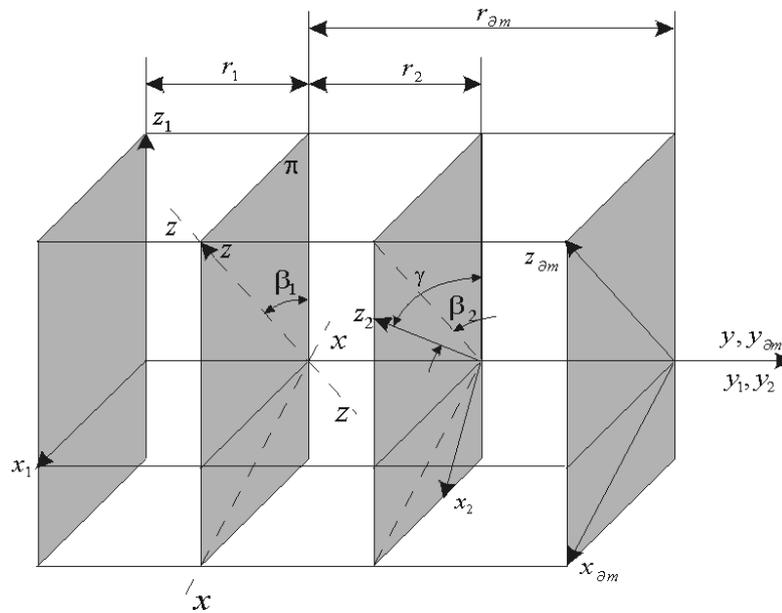


Рис. 4. Системы координат станочного и рабочего зацеплений

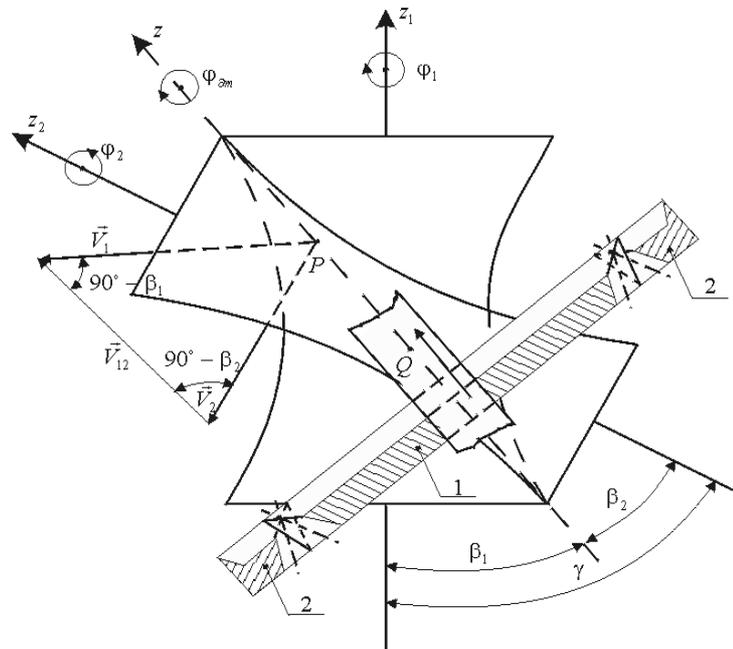


Рис. 5. Кинематика станочного зацепления
(1 – долбяк внешнего зацепления; 2 – долбяк внутреннего зацепления)

Переход из системы xyz в систему $x_m y_m z_m$ определяют матрицы

$$\Pi(\beta_m) = \begin{pmatrix} \cos \beta_m & 0 & -(-1)^m \sin \beta_m \\ 0 & 1 & 0 \\ (-1)^m \sin \beta_m & 0 & \cos \beta_m \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0 \\ -(-1)^m r_m \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (6)$$

а вращение (поворот на угол φ_m) вокруг оси z_m - матрица

$$\Omega(\varphi_m) = \begin{pmatrix} \cos \varphi_m & -(-1)^m \sin \varphi_m & 0 \\ (-1)^m \sin \varphi_m & \cos \varphi_m & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (7)$$

В (7) множителем $(-1)^m$ моделируется вариант внешнего зацепления заготовок и колес.

Следовательно, координаты прямой (5) в системе $x_m y_m z_m$ имеют вид:

$$\begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{pmatrix} = \Pi(\beta_m) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ U_m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -(-1)^m r_m \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -(-1)^m U_m \sin \beta_m \\ -(-1)^m r_m \\ U_m \cos \beta_m \end{pmatrix}. \quad (8)$$

В этом случае в системе $x_m y_m z_m$ (рис. 4)

$$\begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{pmatrix} = \Omega(\varphi_m) \begin{pmatrix} -(-1)^m U_m \sin \beta_m \\ -(-1)^m r_m \\ U_m \cos \beta_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -(-1)^m U_m \sin \beta_m \cos \varphi_m + r_m \sin \varphi_m \\ -U_m \sin \beta_m \sin \varphi_m - (-1)^m r_m \cos \varphi_m \\ U_m \cos \beta_m \end{pmatrix} \Rightarrow$$

$$\left. \begin{aligned} x_m^2 + y_m^2 &= U_m^2 \sin^2 \beta_m + r_m^2 \\ z_m &= U_m \cos \beta_m \end{aligned} \right\} \Rightarrow x_m^2 + y_m^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_m z_m^2 = r_m^2 \quad (9)$$

однополостные гиперboloиды вращения – теоретические начальные поверхности ведомого колеса ($m=1$) в системе $x_1 y_1 z_1$, ведущего колеса ($m=2$) в системе $x_2 y_2 z_2$.

Действительные начальные поверхности зубчатых колес. Если следовать аналогии с плоскими зацеплениями, то в пространственных – на перекрещивающихся осях – зацеплениях начальные поверхности зубчатых колес должны совпадать, по логике вещей, с гиперboloидными аксоидами – однополосными гиперboloидами вращения (9)

$$x_m^2 + y_m^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_m z_m^2 = r_m^2, \quad (m = \overline{1, 2}), \quad (10)$$

или в параметрической форме –

$$\vec{r}_m = \begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -(-1)^m U_m \sin \beta_m \cos \varphi_m + r_m \sin \varphi_m \\ -U_m \sin \beta_m \sin \varphi_m - (-1)^m r_m \cos \varphi_m \\ U_m \cos \beta_m \end{pmatrix} \quad (11)$$

Орты \vec{e}_m нормалей к поверхностям (11) имеют вид [8,9]:

$$\vec{e}_m = \frac{\vec{N}_m}{|\vec{N}_m|} = \frac{\vec{r}_m^v \times \vec{r}_m^\varphi}{|\vec{r}_m^v \times \vec{r}_m^\varphi|}, \quad (m = \overline{1, 2}); \quad (12)$$

$$\vec{r}_m^v = \begin{pmatrix} -(-1)^m \sin \beta_m \cos \varphi_m \\ -\sin \beta_m \sin \varphi_m \\ \cos \beta_m \end{pmatrix} \Rightarrow \vec{r}_m^\varphi = \begin{pmatrix} (-1)^m U_m \sin \beta_m \sin \varphi_m + r_m \cos \varphi_m \\ -U_m \sin \beta_m \cos \varphi_m + (-1)^m r_m \sin \varphi_m \\ 0 \end{pmatrix}, \Rightarrow$$

$$\vec{N}_m = \begin{pmatrix} N_{xm} \\ N_{ym} \\ N_{zm} \end{pmatrix} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ -(-1)^m \sin \beta_m \cos \varphi_m & -\sin \beta_m \sin \varphi_m & \cos \beta_m \\ (-1)^m U_m \sin \beta_m \sin \varphi_m + r_m \cos \varphi_m & -U_m \sin \beta_m \cos \varphi_m + (-1)^m r_m \sin \varphi_m & 0 \end{vmatrix} \Rightarrow$$

$$\vec{N}_m = \begin{pmatrix} U_m \sin \beta_m \cos \beta_m \cos \varphi_m - (-1)^m r_m \cos \beta_m \sin \varphi_m \\ (-1)^m U_m \sin \beta_m \cos \beta_m \sin \varphi_m + r_m \cos \beta_m \cos \varphi_m \\ (-1)^m U_m \sin^2 \beta_m \end{pmatrix} \quad (13)$$

$$|\vec{N}_m| = \sqrt{N_{xm}^2 + N_{ym}^2 + N_{zm}^2} = \sqrt{U_m^2 \sin^2 \beta_m + r_m^2 \cos^2 \beta_m} \quad (14)$$

Для того чтобы гиперboloиды (10) не интерферировали между собой (не внедрялись друг в друга) и не отходили друг от друга, а были сопряженными, то есть в эксплуатационном зацеплении соответствующих зубчатых колес обкатывались друг по другу без проскальзывания, или, как следствие, были взаимоогibaемыми поверхностями в относительном движении вокруг оси мгновенного вращения, необходимо и достаточно, чтобы выполнялись равенства

$$\left. \begin{aligned} \Omega_1(\alpha_1) \vec{r}_1(U_1; \varphi_1) &= \Pi(\gamma) \Omega_2(\alpha_2) \vec{r}_2(U_2; \varphi_2) + a_w \vec{j} \\ \Omega_2(\alpha_1) \vec{e}_1(U_1; \varphi_1) &= \Pi(\gamma) \Omega_2(\alpha_2) \vec{e}_2(U_2; \varphi_2) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

в которых

$$r_1 + r_2 = a_w, \quad \beta_1 + \beta_2 = \gamma, \quad u_0 = \frac{r_1 \cos \beta_1}{r_2 \cos \beta_2} \quad (16)$$

В связи со сказанным, то есть учитывая что $V_1 = V_2$, $\varphi_1 = \alpha_1$, $\varphi_2 = \alpha_2$, после подстановки (11) – (14) в (15) в результате тождественных преобразований получаем

$$r_1 \operatorname{ctg} \beta_1 = r_2 \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (r_1, r_2, \beta_1, \beta_2 > 0) \quad (17)$$

или

$$\frac{r_1 \cos \beta_1}{r_2 \cos \beta_2} = \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1}, \quad (r_1, r_2, \beta_1, \beta_2 > 0) \quad (18)$$

Последнее равенство (16), используя (18), перепишем в виде

$$u_0 = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}, \quad (r_1, r_2, \beta_1, \beta_2 > 0) \quad (19)$$

Таким образом, полной группой геометро-кинематических соотношений для основных параметров гиперboloидной зубчатой пары являются равенства (16), (17).

Интересно отметить, что передаточное отношение зубчатых конических передач определяется также формулой (19).

Полная группа геометро-кинематических соотношений, легко проверить, может быть представлена в виде:

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= \frac{a_w}{u_0^2 + 2u_0 \cos \gamma + 1} u_0 (u_0 + \cos \gamma), \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{u_0 \sin \gamma}{1 + u_0 \cos \gamma} \\ r_2 &= \frac{a_w}{u_0^2 + 2u_0 \cos \gamma + 1} u_0 (u_0 + \cos \gamma), \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{u_0 \sin \gamma}{1 + u_0 \cos \gamma} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Из соотношений (20) как частный случай получаются известные соотношения [6]:

- при $\beta_1 = \beta_2 = \gamma = 0$ для цилиндрической пары – $r_1 = \frac{u_0 a_w}{u_0 + 1}$, $r_2 = \frac{a_w}{u_0 + 1}$;

- при $a_w = 0$, $\gamma = \frac{\pi}{2}$ для ортогональной конической пары $r_1 = 0$, $r_2 = 0$, $u_0 = \operatorname{tg} \beta_1$.

Как известно [6], в плоском зацеплении центроидами называют геометрическое место мгновенных центров вращения в подвижных системах координат, связанных с

вращающимися звеньями. Это – сопряженные (взаимоогibaемые) непересекающиеся кривые. В случае же пространственного зацепления обобщением понятия центроид являются аксоиды – геометрическое место осей мгновенного вращения в подвижных системах координат, связанных со звеньями. Это – сопряженные (взаимоогibaемые) линейчатые непересекающиеся (неинтерферируемые) поверхности. Начальные же поверхности – это соосные аксоидам поверхности зубчатой пары колес, совпадающие в случае плоского зацепления с соответствующими аксоидами.

Выясним геометрию действительных начальных поверхностей рассматриваемых зубчатых гипоидных колес.

В нашем случае зубогенерирующий инструмент является цилиндрическим, то есть его делительная, начальная и аксоидная поверхности являются цилиндрическими.

Уравнение цилиндра в системе координат $x_\delta y_\delta z_\delta$ (рис. 4, $m=1$) имеет вид:

$$r_\delta = \begin{pmatrix} x_\delta \\ y_\delta \\ z_\delta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_\delta & -\sin \varphi_\delta & 0 \\ \sin \varphi_\delta & \cos \varphi_\delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ -r_\delta \\ V \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_\delta \sin \varphi_\delta \\ -r_\delta \cos \varphi_\delta \\ V \end{pmatrix}. \quad (21)$$

Тогда в системе координат $x_1 y_1 z_1$ (рис. 4) семейство цилиндрических поверхностей (21) запишется так (φ – параметр семейства):

$$\begin{aligned} \vec{r} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \left[\begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_\delta \\ y_\delta \\ z_\delta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ r + r_\delta \\ 0 \end{pmatrix} \right] \Rightarrow \\ \vec{r} &= \begin{pmatrix} (r_\delta \sin \varphi_\delta \cos \beta - U \sin \beta) \cos \varphi + (r + r_\delta - r_\delta \cos \varphi_\delta) \sin \varphi \\ -(r_\delta \sin \varphi_\delta \cos \beta - U \sin \beta) \sin \varphi + (r + r_\delta - r_\delta \cos \varphi_\delta) \cos \varphi \\ r_\delta \sin \varphi_\delta \sin \beta + U \cos \beta \end{pmatrix}. \quad (22) \end{aligned}$$

Для нахождения огибающей поверхности семейства цилиндров (22) – действительной начальной поверхности гипоидного зубчатого колеса – воспользуемся уравнением

$$\vec{r}^v \vec{r}^{\varphi_\delta} \vec{r}^\varphi = 0. \quad (23)$$

С этой целью, подставляя частные производные функции (22)

$$\begin{aligned} \vec{r}^v = \begin{pmatrix} -\sin \beta \cos \varphi \\ \sin \beta \sin \varphi \\ \cos \beta \end{pmatrix}, \quad \vec{r}^{\varphi_\delta} = \begin{pmatrix} r_\delta \cos \varphi_\delta \cos \beta \cos \varphi + r_\delta \sin \varphi_\delta \sin \varphi \\ -r_\delta \cos \varphi_\delta \cos \beta \sin \varphi + r_\delta \sin \varphi_\delta \cos \varphi \\ r_\delta \cos \varphi_\delta \sin \beta \end{pmatrix}, \\ \vec{r}^\varphi = \begin{pmatrix} -(r_\delta \sin \varphi_\delta \cos \beta - U \sin \beta) \sin \varphi + (r + r_\delta - r_\delta \cos \varphi_\delta) \cos \varphi \\ -(r_\delta \sin \varphi_\delta \cos \beta - U \sin \beta) \cos \varphi - (r + r_\delta - r_\delta \cos \varphi_\delta) \sin \varphi \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

в уравнение (23), после раскрытия определителя в его левой части и тождественных преобразований, получаем

$$(U \sin \beta - r_\delta \cos \beta \sin \varphi_\delta) \cos \varphi_\delta - (r + r_\delta - r_\delta \cos \varphi_\delta) \cos \beta \sin \varphi_\delta = 0.$$

Отсюда

$$U = (r + r_\delta) \operatorname{ctg} \beta \operatorname{tg} \varphi_\delta. \quad (24)$$

Подставляя наконец, (24) в (22), получаем искомое уравнение действительной начальной поверхности с параметрами $\{r, \beta, r_0\}$ гиперboloидного зубчатого колеса (рис. 6):

$$\vec{r} = \begin{pmatrix} (r + r_0 - r_0 \cos \varphi_0)(\sin \varphi - \cos \beta \cos \varphi \operatorname{tg} \varphi_0) \\ (r + r_0 - r_0 \cos \varphi_0)(\cos \varphi - \cos \beta \sin \varphi \operatorname{tg} \varphi_0) \\ r_0 \sin \varphi_0 \sin \beta + (r + r_0) \cos \beta \operatorname{ctg} \beta \operatorname{tg} \varphi_0 \end{pmatrix}. \quad (25)$$

Подстановкой координат x, y, z вектора (25) в уравнение (10) легко убедиться, что упомянутые координаты – функции φ_0 и φ – удовлетворяют уравнению (10) лишь при $r_0 = 0$, то есть в случае вырождения (стягивания) образующего цилиндра в прямую линию.

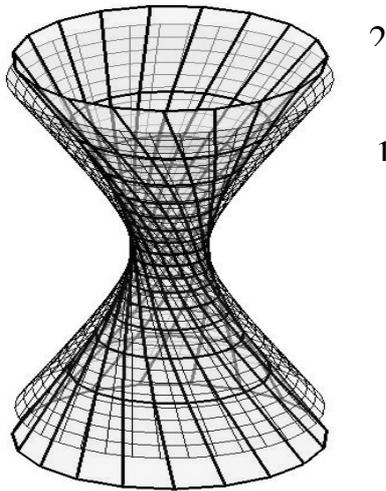


Рис. 6. Компьютерное моделирование: 1 – гиперboloидного аксоида – теоретической начальной поверхности – с параметрами $\{r, \beta\}$; 2 – огибающей семейства цилиндров – действительной начальной поверхности – с параметрами $\{r, \beta, r_0\}$

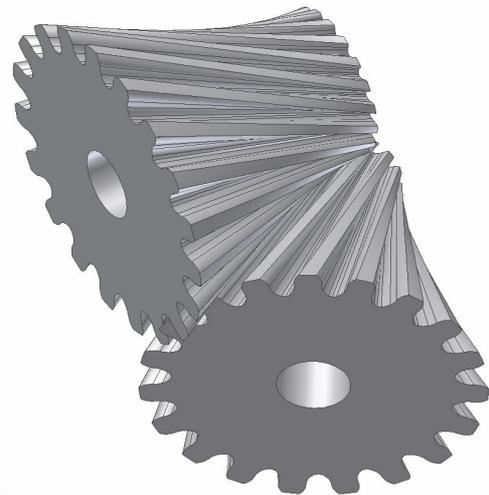


Рис.7. Компьютерное твердотельное моделирование сопряженной ортогональной гипоидной пары, действительные начальные поверхности которой наименее отклоняются от гиперboloидных аксоидов

Следовательно, поверхность (25), не являясь гиперboloидом вращения, может быть названа, в известном смысле, либо глобоидной, либо типа гиперboloидной. В дальнейшем такие поверхности будем называть начальными поверхностями, наименее отклоняющимися от гиперboloидных аксоидов, на том основании, что вариацией (оптимизацией) параметров $\{r, \beta, r_0\}$ можно достичь заданной “плотности прилегания” поверхности (25) к поверхности (10).

Упомянутая оптимизационная задача представляет как теоретический, так и практический интерес с точки зрения достижения экстремальных (наилучших) значений качественных показателей гипоидных зубчатых передач.

Вывод: При зубогенерировании гипоидной передачи на основе цилиндрических производящих колес теоретическими начальными поверхностями, как известно, являются гиперboloидные аксоиды. Действительные же начальные поверхности отличаются от однополостных гиперboloидных поверхностей вращения. Для гипоидных зубчатых передач, начальные поверхности которых наименее отклоняются от гиперboloидных аксоидов, получены основные геометро-кинематические соотношения. На основе полученных соотношений возможна реализация пространственных зацеплений с улучшенными по сравнению с традиционными передачами качественными показателями.

Полученные соотношения являются основой для синтеза и анализа винтовых и гипоидных передач с улучшенными качественными показателями.

Список литературы: 1. Голубенко А.Л., Грибанова Ю.В., Крамарь Н.М. Гипоидные передачи с улучшенными качественными показателями: вопросы синтеза, анализа и зубогенерирования //Вісник Східноукраїнського Національного Університету ім. В. Даля. – 2004. – №5 (75). – С.10-15. 2. Грибанова Ю.В. О гипоидных зубчатых передачах, начальные поверхности коорых совпадают с гиперболоидными аксоидами //Вісник Східноукраїнського Національного Університету ім. В. Даля. – 2003. – №9 (67).– С.156 - 159. 3. Голубенко А.Л., Витренко В.А., Кириченко И.А., Досталь А.Е. Цилиндрогиперболоидные передачи, составленные из цилиндрических и гиперболоидных зубчатых колес аксоидами //Вісник Східноукраїнського Національного Університету ім. В. Даля. – 2000. – №11 (33). – С.14 - 19. 4. Витренко В.А., Кириченко И.А., Короленко А.П., Витренко А.В. Износ зубьев гиперболоидной передачи аксоидами // Вісник Східноукраїнського Національного Університету ім. В. Даля. – 2001. – №3 (49). – С.26 - 28. 5. Лопато Г.А., Кабатов Н.Ф., Сегаль Н.Г. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. – М.: Машиностроение, 1977. – 423с. 6. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 7. Заблонский К.И. Детали машин. – Киев: Вища школа, 1985. - 518с. 8. Норден А.П. Теория поверхностей. – М.: Изд-во техн.-теорет. литер., 1956. – 259с. 9. Рашевский П.К. Курс дифференциальной геометрии. – М.-Л.: Гос. изд-во техн.-теорет. литературы. – 1952. – 344с.

Сдано в редакцию 5.01.05

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

К ВОПРОСУ ТЯНУЩЕГО РАЗВЕРТЫВАНИЯ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ ВИБРОУСТОЙЧИВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Брижан Т.М., Михайлов А.Н. Заикин Д.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The designs of reamers of the raised rigidity and lowered vibration for machining deep bores by a pulling method are developed. The advantages of the offered design and circuits of processing are considered. The methods of optimization of process of machining of deep bores are developed.

Процесс развертывания является одним из окончательных методов чистовой обработки, влияющий на качество обработанной поверхности, что в свою очередь определяет эксплуатационные показатели деталей приборов и машин.

Развертывание глубоких отверстий представляет сложную технологическую проблему. Основным недостатком при обработке высокоточных глубоких отверстий с низкой шероховатостью обработанной поверхности является неустойчивость процесса развертывания. Возбуждение и интенсивность колебаний возникающих при развертывании целиком связывается с возможной неоднозначностью составляющих сил резания и их величины. Необходимо рассматривать развертывание как процесс, зависящий: от жесткости развертки и звеньев станка; режимов резания, метода обработки, конструкции и геометрических параметров развертки, физико-механических характеристик обрабатываемого и обрабатывающего материалов, СОЖ. Все указанные факторы в совокупности оказывают влияние на составляющие сил резания и соответственно на устойчивость процесса развертывания.

Практических рекомендаций по развертыванию отверстий $O20\text{?}40\text{мм}$ при соотношении $L/D > 12$ в технической литературе практически нет.

Гостированные конструкции разверток, как показали исследования, непригодны для обработки глубоких отверстий высокой точности и низкой шероховатостью поверхности.

Целью данной работы является разработка новой виброустойчивой конструкции развертки для тянущего развертывания, исследовать процесс развертывания глубоких отверстий, определить основные особенности обработки и на этой основе применить оптимальные методы обработки и конструкции разверток для изготовления отверстий высокого качества.

На основании поставленной цели определены следующие задачи:

- разработка виброустойчивой конструкции тянущей развертки;
- сравнительный анализ работы разверток по тянущей и толкающей схемам резания;
- исследование влияния геометрических параметров развертки и режимов резания на качество обрабатываемых отверстий.

На основе изучения литературных данных и теоретических исследований, для обработки глубоких отверстий была предложена разработанная автором конструкция виброустойчивой развертки для тянущего развертывания (рис. 1), которая обеспечивает гашение колебаний при наличии факторов, способствующих их возбуждению.

Применяемый авторами тянущий метод развертывания обладает улучшенными динамическими характеристиками. Благоприятные условия для выхода стружки позволяют увеличить жесткость развертки путем увеличения диаметра ее шейки.

Для увеличения виброустойчивости предложенная конструкция развертки имеет разнонаклонные зубья хорошо зарекомендовавшие себя при обработке жаропрочных сталей [6.] и совмещает в себе преимущества равномерного и неравномерного углового

шага зубьев и переменного осевого шага. Главной предпосылкой применения виброустойчивой конструкции развертки является снижение фактора вторичного возбуждения (при работе по "следу"), что достигается повышенной жесткостью развертки и разным углом наклона зубьев. При этом наблюдается пересечение следов, способствующих снижению вибраций.

Развертка имеет равномерное распределение зубьев по торцу, что исключает различие в прочности режущих кромок, степени их участия в резании и неравномерность износа. При неравномерном износе зубьев нарушается равновесие сил трения, которые в основном определяют величину неуравновешенной радиальной силы. Нечетные зубья развертки имеют угол наклона ω_1 , а четные ω_2 к оси развертки против направления ее вращения. Неодинаковый угол наклона двух соседних зубьев обеспечивает переменный угловой шаг расположения зубьев по сечениям от торца развертки.

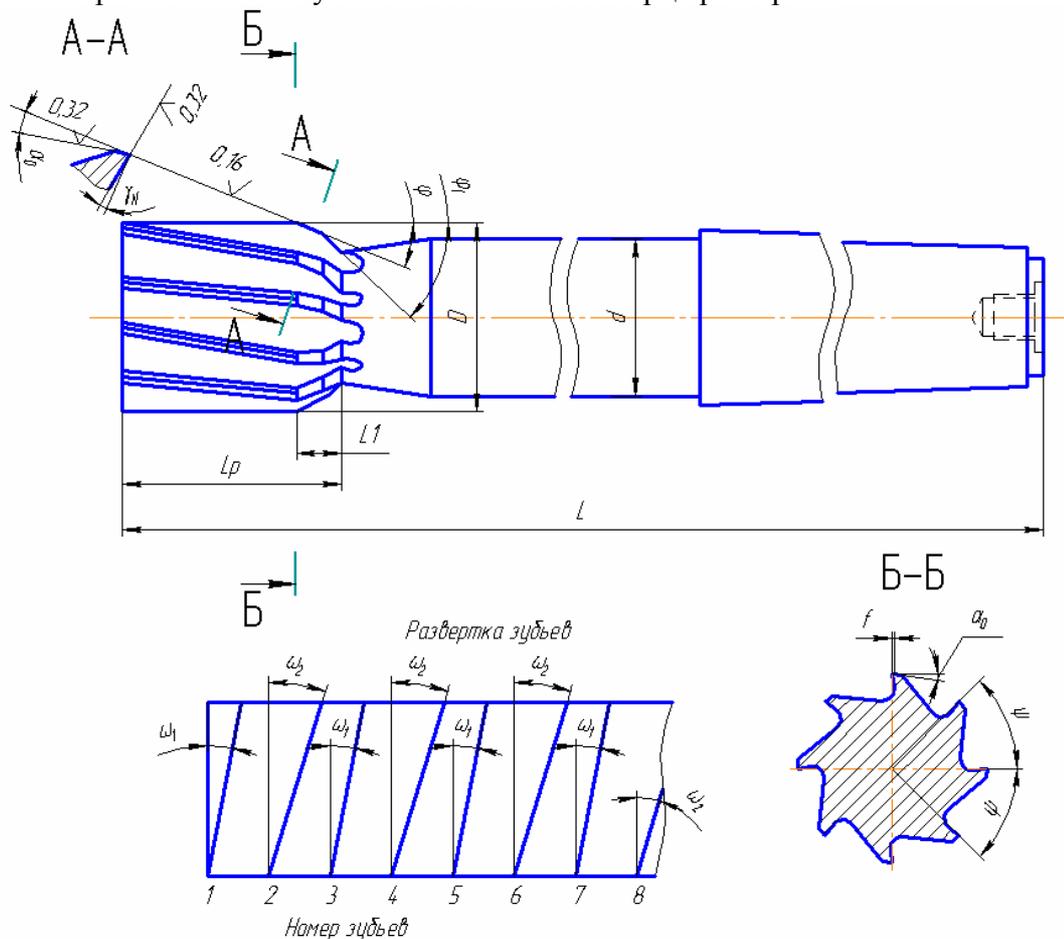


Рис. 1. Конструкция виброустойчивой развертки для тянущего развертывания

Предложенная конструкция отличается повышенной жесткостью и пониженной виброактивностью.

Опыты по развертыванию глубоких отверстий проводились на токарно-винторезных станках модели 16К10, 1М63. Зажим детали осуществлялся с помощью 4-х кулачкового патрона с использованием неподвижного люнета. Для экспериментов применялись втулки из сталей 40, 40Х с отношением размеров $L/D = 12 \dots 15$, диаметрами О20 и О40. Инструмент крепился в специальном приспособлении установленном на суппорте станка. Развертывание производилось после сверления и зенкерования, без съема детали, быстрорежущими развертками из стали Р6М5.

Для измерения крутящего момента, осевой силы и неуравновешенных радиальных сил применялся динамометр УДМ-100. Измерение диаметров обработанного отверстия производилось с использованием индикаторных нутромеров с ценой деления 0.01мм и 0.001мм и микроскоп УИМ-23. Огранка определялась с помощью кругломера ВЕ-20А

записью на круглограммах реального профиля обработанного отверстия (рис. 2). Обработка результатов записи круглограмм проводилась как среднее арифметическое значение из восьми высот наибольших волн, найденных с помощью шаблонов.

Шероховатость поверхности обработанных отверстий измерялась на профилографе-профилометре типа "Калибр ВЭИ-201" с записью профиллограм и оценивалась в соответствии с ГОСТ2789-73

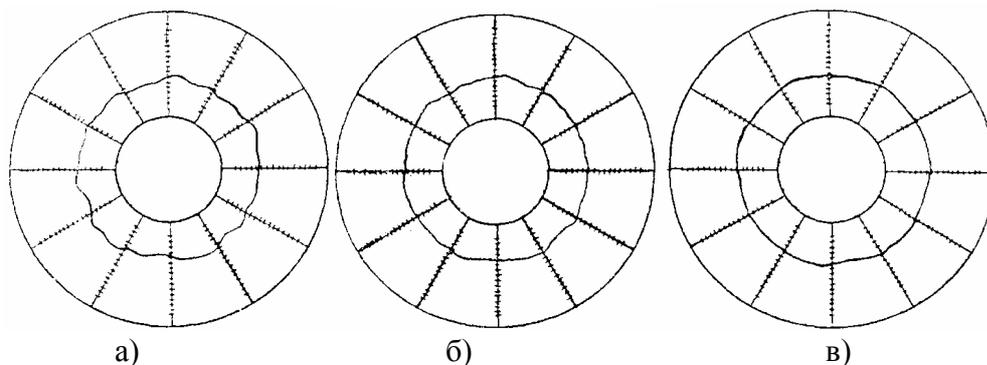


Рис. 2. Круглограммы обработанных отверстий при развертывании:
 а) стандартная развертка, толкающее развертывание;
 б) разнонаклонная развертка, толкающее развертывание;
 в) разнонаклонная развертка, тянущее развертывание.

В результате проведенных экспериментов удалось установить что развертки с разнонаклонными зубьями позволяют значительно повысить виброустойчивость процесса развёртывания за счёт большого угла наклона зубьев ($\omega = 40^\circ$) и разности углов наклона смежных зубьев $\Delta\omega=4^\circ-5^\circ$. Зубья по торцу имеют одинаковый шаг, что обеспечивает постоянство сечения срезаемого слоя, что исключают возникновение возмущающей силы, а большой угол ω повышает демпфирующую способность инструмента. Разнонаклонность зубьев обеспечивает уменьшение вторичных возбуждающих колебаний, возникающих из-за наличия следов вибрации на поверхности резания от прохода предыдущего зуба и следов волнистости от предыдущей обработки (рис. 3).

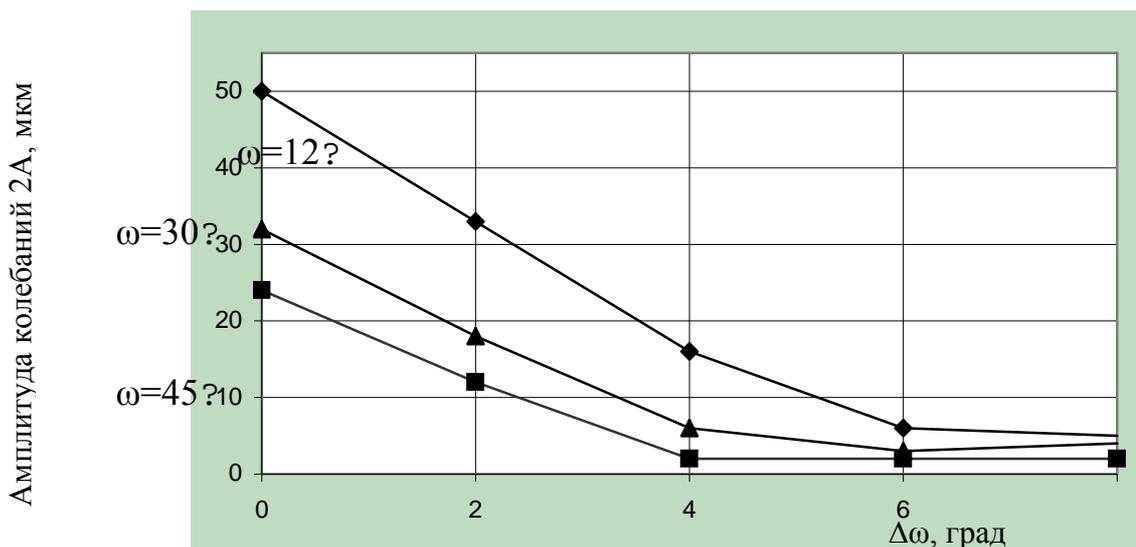


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний от угла разнонаклонности зубьев

Исследования показали, что с увеличением разнонаклонности амплитуда колебаний уменьшается. При меньшем угле ω необходимо в конструкции развертки предусматривать увеличение разнонаклонности зубьев $\Delta\omega$.

Безвибрационная работа разверток при скоростях 0.1-0.5 м/с обеспечивается при $\omega=12^\circ-30^\circ$ с углом $\Delta\omega=6^\circ-8^\circ$, а при $\omega=35^\circ-45^\circ$ с углом $\Delta\omega=4^\circ$. Это подтверждается снижением отклонения размера отверстия и повышением точности обработки (рис. 4).

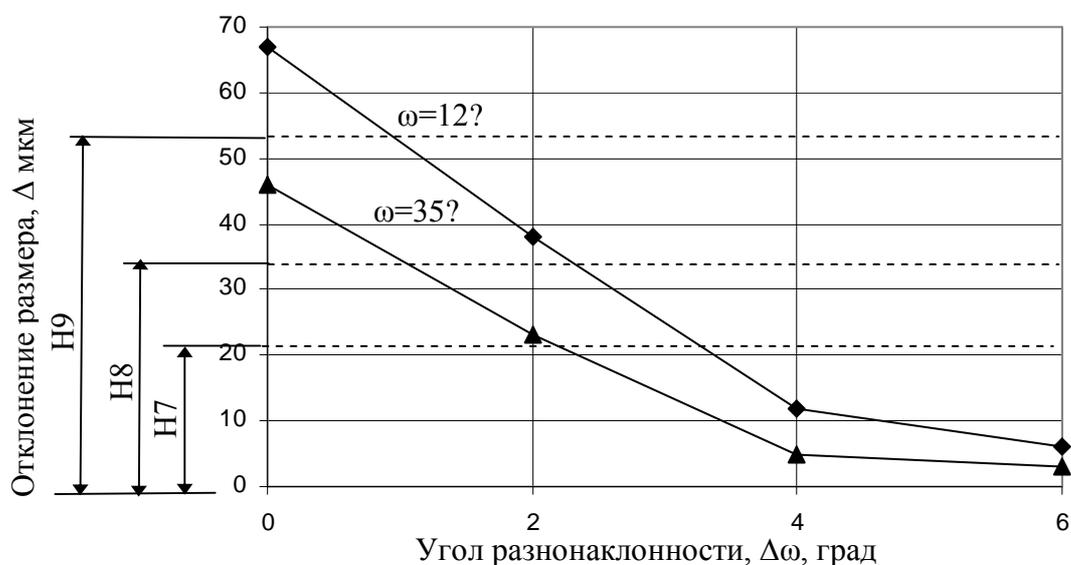


Рис. 4. Зависимость отклонения отверстия от $\Delta\omega$

Проведённые сравнительные исследование влияния разнонаклонности зубьев на шероховатость обработанной поверхности и с разнонаклонными зубьями подтвердили результаты вибрационных исследований, так как развёртки с разнонаклонными зубьями значительно снижают вибрации и уменьшают шероховатость более чем на класс.

Отличительной особенностью глубокого развертывания является сравнительно низкая жесткость инструмента, причем основная часть деформации приходится на шейку развертки. Поэтому за расчетную модель упругой системы развертывания была принята система заземленного с одного конца упруго изогнутого стержня представляющего собой шейку развертки. Расчет проводился для условий процесса развертывания отверстий на токарно-винторезных станках модели 16К20 и 1М63.

В случае несовпадения осей предварительно обработанного отверстия и развертки, развертка подвергается действию изгибающего момента от сил, приложенных к рабочей части развертки (рис. 5).

Полагаем, что упругий сжато-изогнутый стержень, закрепленный как заземленная балка на одном конце и находящийся под действием изгибающего момента, осевой P_o и поперечной силы P_y на другом, подвержен плоской деформации и будем считать, что система сил P_o и P_y на зубьях действует в одной плоскости.

Если представить развертку в виде упругого заземленного с одного конца стержня, то в случае несовпадения осей предварительно обработанного отверстия и развертки (рис. 2.1б), что обычно имеет место при жестком креплении развертки, стержень инструмента погнется под действием изгибающего момента при прямом развертывании:

$$M_{изг} = M'_{изг} + M''_{изг}$$

при тянущем развертывании:

$$M_{изг} = M'_{изг} - M''_{изг}$$

где $M'_{изг}$ - момент от наличия несовпадения осей развертки и предварительно обработанного отверстия;

$M''_{изг}$ - момент от действия осевой силы P_o .

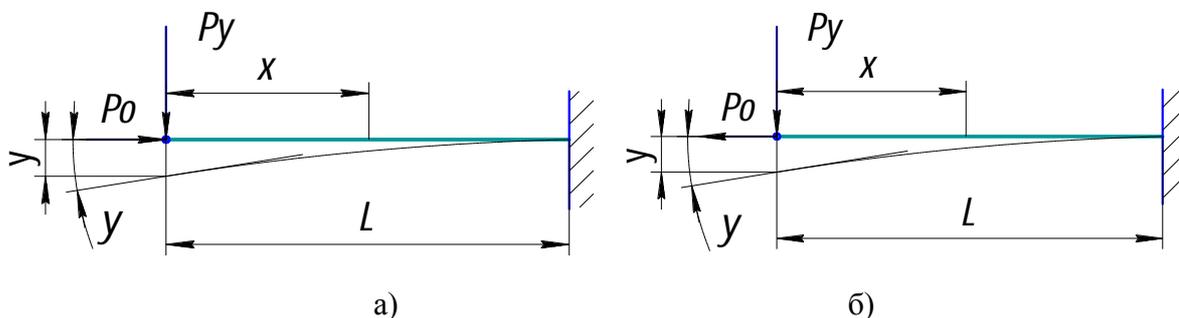


Рис. 5. Схема нагружения шейки развертки при использовании толкающей (а) и тянущей (б) схеме развертывания

При тянущем развертывании, в отличие от толкающего, составляющая общего изгибающего момента $M''_{изг}$ стремится восстановить первоначальное положение оси развертки, вследствие чего тянущий метод развертывания способствует уменьшению амплитуд колебаний возникающих при резании.

Введем следующие обозначения E, I – модуль упругости и осевой момент инерции. Осевая сила, действующая на конец стержня P_0 , поперечная P_y , изгибающий момент M . Для краткости записи введем обозначение:

$$k = \sqrt{\frac{P_0}{E \cdot I}}$$

Уравнение изгибающего момента для продольно-поперечного изгиба, полученное при решении дифференциального уравнения упругой линии изгиба при одновременном действии поперечной и продольной нагрузок, имеет вид [3]:

для прямого развертывания

$$M(x) = \frac{P_y}{k} \cdot \frac{\sin(k \cdot x)}{\cos(k \cdot L)} \quad (1)$$

для тянущего развертывания

$$M(x) = \frac{P_y}{k} \cdot \frac{sh(k \cdot x)}{ch(k \cdot x)} \quad (2)$$

Угол прогиба $\psi(x)$ и прогиб $y(x)$ связан с изгибающим моментом $M(x)$ зависимостями

$$\psi(x) = -\int \frac{M}{EI} dx + C \quad (3)$$

$$y(x) = -\int dx \int \frac{M}{EI} dx + Cx + D \quad (4)$$

Подставляя в выражения 1 и 2 уравнения изгибающего момента, находим угол и величину прогиба на конце стержня:

для прямого развертывания

$$\psi = -\frac{1}{EI} \int_0^L \frac{P_y}{k} \cdot \frac{\sin(k \cdot x)}{\cos(k \cdot L)} dx \quad (5)$$

$$y = \int_0^L \psi(x) dx = -\int_0^L dx \int_0^x \frac{P_y}{k} \cdot \frac{\sin(k \cdot x)}{\cos(k \cdot L)} dx \quad (6)$$

для тянущего развертывания

$$\psi = -\frac{1}{EI_0} \int_0^L \frac{Py}{k} \cdot \frac{sh(k \cdot x)}{ch(k \cdot L)} dx \quad (7)$$

$$y = \int_0^L \psi(x) dx = -\int_0^L dx \int_0^x \frac{Py}{k} \cdot \frac{sh(k \cdot x)}{ch(k \cdot x)} dx \quad (8)$$

Величины сил рассчитывались для каждой развертки с учетом ее конструктивных и геометрических параметров, режимов резания и свойств обрабатываемого материала, износа развертки, длины вылета шейки и рабочей части развертки.

За величину поперечной изгибающей силы принималась неуравновешенная радиальная сила. Расчеты величины и направления сил производились для режущей и калибрующей частей при прямом и тянущем методе развертывания.

Проведённые сравнительные исследования разверток с стандартной геометрией и разверток с разнонаклонными зубьями работающих по прямому и тянущему методу развертывания подтвердили результаты вибрационных исследований, что развёртки с разнонаклонными зубьями значительно снижают вибрации и уменьшают шероховатость более чем на класс, тянущий метод обладает большей устойчивостью к вибрационным процессам и позволяет использовать при развертывании более производительные режимы резания. Кроме того тянущий метод развертывания показал меньшую склонность к возникновению автоколебаний при скоростях резания, на которых наблюдается уменьшение радиальной составляющей силы резания.

Исследования позволили определить, что основное изменение показателя качества технологического процесса достигается с помощью изменения режимов резания и изменения угла наклона зубьев развертки. Одновременное установление оптимальных режимов резания и геометрии развертки позволяет в значительной степени улучшить выходные показатели процесса развертывания.

Выводы. 1. Разработаны новые виброустойчивые конструкции разверток для тянущей обработки глубоких отверстий. 2. Исследовано влияние разнонаклонности зубьев на виброустойчивость системы СПИД. 3. Произведен сравнительный анализ качества обработанного отверстия в зависимости от метода развертывания. 4. На основании исследований было определено, что безвибрационную обработку тянущим методом обеспечивают развертки с углом наклона зубьев $\omega \geq 30^\circ$ при разнонаклонности зубьев $\Delta\omega = 6^\circ$, при этом точность отверстий на 1...1,5 качества выше по сравнению с обработкой отверстий развертками со стандартной геометрией режущей части, шероховатость отверстия снижается на 1.5-2 класса.

Список литературы: 1. Румбешта В.А. Дис. канд. техн. наук – КПИ. Исследование процесса развертывания глубоких отверстий малых диаметров: - Киев, 1974. – 189с. 05.02.08 / В.А. Румбешта. – 04.05.74 – Защищена в 1994; Утверждена 1974; 2. Малышко И.А. Основы теории проектирования осевых комбинированных инструментов. Автореф. докт. дис. / ДонГТУ. - Донецк, 1995. - 36с. 3. Справочник машиностроителя /В.Л. Агамиров, А.В. Амелянчик, Л.Е. Андреева и др.; Под общ. ред. С.В. Серенсена. – М. Машгиз, 1962. – т.3. - 651с. 4. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. – 846 с. 5. Каширин А.И. Исследование вибрации при резании металлов. - М.-Л.: Изд-во АН СССР 1944.-132с. 6. Евтушенко В.А. Дис. канд. техн. наук – ЖМИ. Обработка отверстий в труднообрабатываемых материалах развертками с разнонаклонными зубьями: - Киев, 1986. - 260с.

Сдано в редакцию 15.02.05

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАРШРУТИЗАЦИИ ИЗДЕЛИЙ В МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ С ПОМОЩЬЮ МНОГОМЕРНОЙ АЛГЕБРЫ ГРУПП

Буленков Е. А., Михайлов А. Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The problems of quality of items should be studied through the theory of routing in a run time on generic rotor systems. The routing of items on these systems is studied insufficiently full. The given article is dedicated to research of problems of items routing on generic rotor systems with the help of multidimensional algebra of groups.

В настоящее время вопросы маршрутизации изделий на многономенклатурных роторных системах исследованы недостаточно полно. В условиях растущих требований к качеству выпускаемой продукции и при увеличении числа номенклатур обрабатываемых изделий, без решения вопросов маршрутизации дальнейшее развитие многономенклатурных роторных систем представляется весьма затруднительным [1]. Известная теория маршрутизации изделий в условиях однономенклатурного производства на базе роторных систем [2, 3] позволяет обоснованно подойти к созданию только многономенклатурных роторных машин и линий, обрабатывающих по одному изделию в каждой рабочей позиции [4], которые на сегодняшний день наиболее распространены [5]. На базе данной теории маршрутизации [2, 3] была разработана маршрутизация изделий в роторных системах сборки с разветвляющимися потоками [6], однако дальнейшее развитие систем непрерывного действия и создание поточно-пространственных технологических систем потребовало разработки новой теории маршрутизации [6, 7, 8]. Следует отметить, что вопросы маршрутизации изделий в многономенклатурных роторных системах, позволяющих производить обработку нескольких изделий в каждой рабочей позиции, в данных теориях не рассматривались, поэтому данная проблема является весьма актуальной.

Целью выполнения данной работы является разработка вопросов маршрутизации изделий в многономенклатурных роторных системах, обеспечивающих повышение технико-экономических показателей производства за счет обработки нескольких изделий в каждой рабочей позиции.

Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие задачи:

1. Исследовать особенности многономенклатурных роторных систем и выявить возможные способы маршрутизации изделий.
2. Исследовать условия осуществления различных способов маршрутизации.
3. Разработать основные положения маршрутизации изделий в многономенклатурных роторных системах непрерывного действия.

По соотношению числа рабочих позиций и числа номенклатур обрабатываемых изделий, многономенклатурные роторные машины могут быть разделены на такие, в которых производится обработка по одной номенклатуре изделий в каждой рабочей позиции и такие, в каждой рабочей позиции которых обрабатывается несколько изделий. Вопросы маршрутизации изделий в первых системах рассматривались ранее [2, 3], а анализу и разработке положений маршрутизации для вторых посвящена данная работа.

На рис. 1 изображена схема многономенклатурной роторной машины Tr_i , обеспечивающей обработку нескольких изделий в каждой рабочей позиции. При этом на рисунке изображены четыре многономенклатурных инструментальных блока, в каждом из которых располагаются инструментальные барабаны, содержащие по четыре инструмента. При обработке, изделия поступают из транспортного ротора $TrP1$ и обрабатываются в многономенклатурном инструментальном блоке одним из инструментов. После завершения технологического цикла обработки изделия передаются в транспортный ротор $TrP2$, а за время холостого хода в

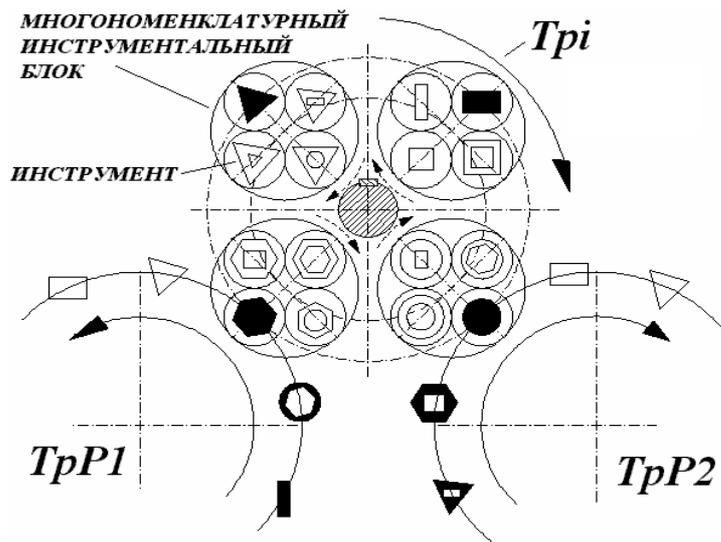


Рис. 1. Схема многономенклатурной роторной машины

машинах (рис. 1) число и характер маршрутов изделий зависит от числа многономенклатурных инструментальных блоков в многономенклатурной роторной машине и общего количества инструментов в многономенклатурном инструментальном блоке. При этом возможна простая, неполная сложная и сложная маршрутизации изделий в многономенклатурных роторных машинах относительно многономенклатурных инструментальных блоков (рис. 3) [2, 3]. Также возможны простая, неполная сложная и сложная маршрутизации изделий относительно инструментов в различных многономенклатурных инструментальных блоках (рис. 4). На рис. 4 приведен вариант простой маршрутизации между многономенклатурными инструментальными блоками и различные варианты маршрутизации между

многономенклатурном инструментальном блоке происходит замена инструмента для обработки изделия другой номенклатуры поворотом инструментального барабана. На данных машинах можно производить обработку близких по технологии изготовления изделий, например, формообразование головок нескольких номенклатур крепежных изделий (рис. 2), отличающихся формой головки, диаметром и длиной резьбовой части.

Следует отметить, что в многономенклатурных роторных



Рис. 2. Стержневые крепежные изделия

инструментами, установленными в многономенклатурных инструментальных блоках.

Таким образом, маршрутизация изделий в многономенклатурных роторных

системах является сложной и требует проведения дальнейших исследований.

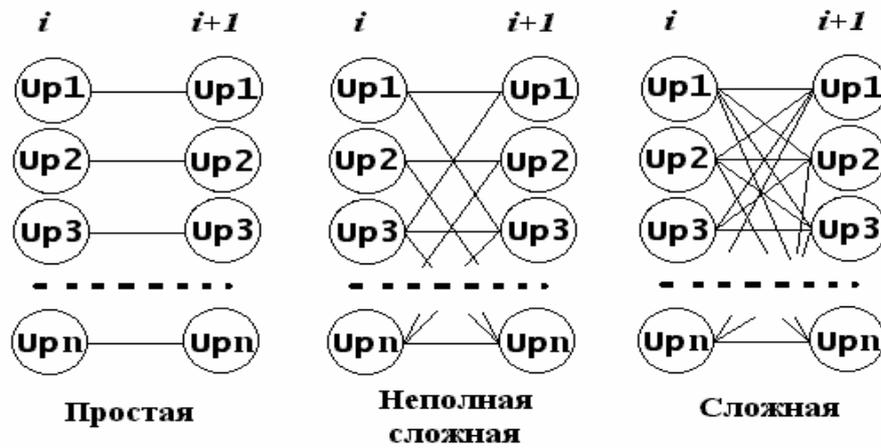


Рис. 3. Маршрутизация изделий в инструментальных блоках

Множество многономенклатурных инструментальных блоков в многономенклатурной роторной машине может быть представлено выражением:

$$P_i = \{P_{i1}, P_{i2}, \dots, P_{ij}, \dots, P_{ip}\}, \quad (1)$$

где P_i - множество многономенклатурных инструментальных блоков,
 P_{ij} - многономенклатурный инструментальный блок,
 i_p - число многономенклатурных инструментальных блоков в многономенклатурной роторной машине.

Множество инструментов в каждом многономенклатурном инструментальном блоке описывается выражением:

$$P_{ij} = \{P_{ij1}, P_{ij2}, \dots, P_{ijt}, \dots, P_{ijk}\}, \quad (2)$$

где P_{ij} - j -й инструментальный блок i -й многономенклатурной роторной машины,
 P_{ijt} - t -й инструмент j -го многономенклатурного инструментального блока,
 k - количество инструментов в многономенклатурном инструментальном блоке.

Зададим в качестве начальных условий то, что первый маршрут изделия в многономенклатурной роторной системе представляет собой совокупность первых позиций многономенклатурных инструментальных блоков и инструментов в каждой многономенклатурной роторной машине. Так как группы многономенклатурных инструментальных блоков и инструментов представляют собой замкнутые рекуррентные последовательности [6], дальнейшие исследования по определению параметров маршрутизации будем проводить на основании многомерной теории групп [6]. Следует отметить, что структуры групп инструментов и многономенклатурных инструментальных блоков удовлетворяют необходимым и достаточным условиям существования n -мерных циклических групп [6], и для анализа данных систем многомерная теория групп может быть применена.

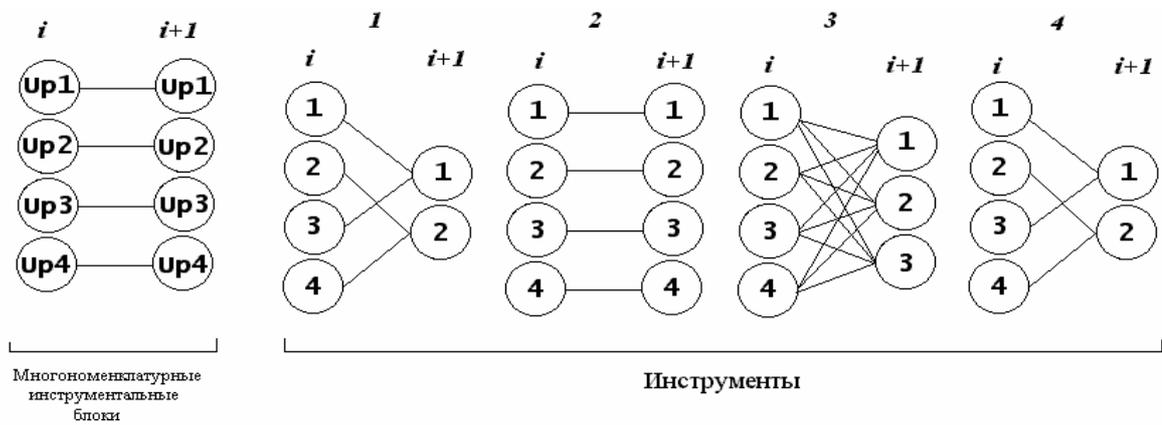


Рис. 4. Маршрутизация изделий в инструментах

В соответствии с многомерной теорией групп [6], номер многономенклатурного инструментального блока, в который поступает изделие, может быть определен при помощи выражения:

$$r_{u_p,i} = V_i - \left[\frac{V_i}{u_p} \right] \cdot u_p, \quad (3)$$

где $r_{u_p,i}$ - номер многономенклатурного инструментального блока, в который поступает изделие,

V_i - номер предмета обработки, поступающего в многономенклатурную роторную машину в зависимости от начальных условий,

$[]$ - целая часть от частного.

Для определения номера инструмента, производящего обработку изделия, введем коэффициент, характеризующий повторяемость циклов инструментов в многономенклатурном инструментальном блоке:

$$f = \left[\frac{V_i}{u_p} \right], \quad (4)$$

где f - коэффициент, характеризующий повторяемость циклов инструментов в многономенклатурном инструментальном блоке.

Номер инструмента, производящего обработку в многономенклатурном инструментальном блоке определяется при помощи выражения:

$$r_{ki} = \begin{cases} f - \left[\frac{f}{k} \right] \cdot k, & \text{при } f - \frac{V_i}{u_p} = 0, \\ (f+1) - \left[\frac{f+1}{k} \right] \cdot k, & \text{при } f - \frac{V_i}{u_p} \neq 0, \end{cases} \quad (5)$$

где r_{ki} - номер инструмента, производящего обработку в многономенклатурном инструментальном блоке.

Таким образом, выражение для определения маршрутов изделия в многономенклатурной роторной системе будет следующее:

$$\bar{R} = \bigcup_{i=1}^s \bar{R}_i, \quad \bar{R}_i = \begin{Bmatrix} r_{u_p,i} \\ r_{ki} \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

где \bar{R} - вектор маршрута изделия в многономенклатурной роторной системе,

s - число многономенклатурных роторных машин,

\bar{R}_i - вектор маршрута изделия в многономенклатурной роторной машине.

Число различных маршрутов изделий в многономенклатурной роторной системе с одинаковым количеством инструментов в инструментальных блоках каждой многономенклатурной роторной машины, в соответствии с теорией многомерной алгебры групп [6], определяется при помощи выражения:

$$N_1 = \prod_{i=1}^s HOK_i [u_{p_i}, k_i] \quad (7)$$

где N_1 - число различных маршрутов изделий в многономенклатурной роторной системе;

$HOK[...]$ - наименьшее общее кратное.

Число различных маршрутов изделий в многономенклатурной роторной системе с различным количеством инструментов в инструментальных блоках каждой многономенклатурной роторной машины определяется в соответствии с выражением:

$$N_1 = \sum_{i=1}^s HOK_i [u_{p_i}, HOK [P_{ij1}, P_{ij2}, \dots, P_{ijt}, \dots, P_{ijk}]] \quad (8)$$

При исследовании вопросов маршрутизации также возникает проблема определения общего количества инструментов, установленных в многономенклатурных инструментальных блоках i -й многономенклатурной роторной машины, с которых изделия поступают на заданный один инструмент $(i+1)$ -й многономенклатурной роторной машины. Многомерная алгебра групп [6] позволяет провести данные исследования.

Число инструментов многономенклатурной роторной машины, с которыми взаимодействует фиксированный инструмент следующей многономенклатурной роторной машины, при условии равенства количества инструментов в инструментальных блоках каждой роторной машины, может быть определено при помощи выражения:

$$V_{iHi} = \frac{HOK [(u_{p_i} \cdot k_i), (u_{p_{(i+1)}} \cdot k_{(i+1)})]}{u_{p_{(i+1)}} \cdot k_{(i+1)}} \quad (9)$$

где V_{iHi} - число инструментов i -й многономенклатурной роторной машины с которыми взаимодействует фиксированный инструмент $(i+1)$ - й многономенклатурной роторной машины.

Для многономенклатурных роторных систем с различным количеством инструментов в инструментальных блоках число инструментов многономенклатурной роторной машины, с которыми взаимодействует фиксированный инструмент следующей многономенклатурной роторной машины, определяется зависимостью:

$$V_{iH1} = \frac{HOK \left[\sum_{j=1}^{u_{p_i}} P_{ijk}, \sum_{j=1}^{u_{p_{(i+1)}}} P_{(i+1)jk} \right]}{\sum_{j=1}^{u_{p_{(i+1)}}} P_{(i+1)jk}} \quad (10)$$

Таким образом, с помощью полученных формул можно провести исследования параметров маршрутизации изделий в многономенклатурной роторной системе.

В качестве примера рассмотрим маршрутизацию изделий в многономенклатурной роторной системе, состоящей из четырех ($s=4$) многономенклатурных роторных машин с одинаковым количеством инструментов в каждом многономенклатурном инструментальном блоке. При этом технологические роторы последовательно чередуются с транспортными роторами. Число многономенклатурных инструментальных блоков и соответствующее число инструментов представим множествами:

$$\{P1\} = \begin{Bmatrix} 4 \\ 2 \end{Bmatrix}, \quad \{P2\} = \begin{Bmatrix} 4 \\ 4 \end{Bmatrix}, \quad \{P3\} = \begin{Bmatrix} 6 \\ 2 \end{Bmatrix}, \quad \{P4\} = \begin{Bmatrix} 6 \\ 4 \end{Bmatrix}.$$

Многономенклатурная роторная система имеет один вход изделий. Пусть требуется определить номера инструментов и инструментальных блоков при прохождении изделия по 327 маршруту, а также необходимо найти общее число различных маршрутов движения изделий в многономенклатурной роторной системе. Кроме того, пусть требуется найти инструменты первой многономенклатурной роторной машины, с которых изделия поступают на третий инструмент первого многономенклатурного инструментального блока.

Номера инструментов и инструментальных блоков для каждой многономенклатурной роторной машины, участвующих в заданном маршруте, определяем в соответствии с выражениями (3, 4, 5, 6). Подставляя численные значения параметров, произведя соответствующие вычисления для $V_i=327$, будем иметь

$$\overline{R}_{327} = \begin{Bmatrix} 3 \\ 2 \end{Bmatrix} \cup \begin{Bmatrix} 3 \\ 2 \end{Bmatrix} \cup \begin{Bmatrix} 3 \\ 1 \end{Bmatrix} \cup \begin{Bmatrix} 3 \\ 3 \end{Bmatrix}.$$

Здесь знак \cup обозначает объединение инструментов и инструментальных блоков 327 маршрута. При этом 327 маршрут проходит по инструментам 2-2-1-3, расположенным в многономенклатурных блоках с номерами 3-3-3-3.

Общее число различных маршрутов определяем по формуле (7). Подставляя численные значения параметров многономенклатурной роторной системы, будем иметь:

$$N_1 = \text{НОК} [2, 4, 2, 4] \cdot \text{НОК} [4, 4, 6, 6] = 48.$$

Число инструментов первой многономенклатурной роторной машины, с которых изделия поступают на третий инструмент первого многономенклатурного инструментального блока, определяем по формуле (9). Третий инструмент первого многономенклатурного инструментального блока участвует с первой многономенклатурной роторной машиной в одном маршруте, а именно в девятом маршруте. В этом маршруте в первой многономенклатурной роторной машине будет взаимодействовать первый инструмент первого многономенклатурного инструментального блока.

$$\overline{R} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}.$$

Таким образом, разработанные положения маршрутизации изделий в многономенклатурных роторных системах позволяют определять конкретный маршрут для любого изделия, найти общее число различных вариантов маршрутов движения изделий, найти число инструментов многономенклатурной роторной машины, с которыми взаимодействует фиксированный инструмент следующей многономенклатурной роторной машины. Это, в свою очередь, дает возможность решать задачи, связанные с надежностью и точностью функционирования многономенклатурных роторных систем. Разработанные положения маршрутизации изделий могут применяться при решении задач, связанных с установлением количественных характеристик технологического потока на входе любой позиции любого ротора; при разработке программы автоматической выдачи полуфабрикатов при избирательном контроле и автоматической загрузке свободных позиций полуфабрикатами, прошедшими контроль; при определении места возникновения брака с передачей информации на общий пульт контроля за ходом технологического процесса и др.

Список литературы: 1. Горелов А. С. Автоматизация выборочного контроля изделий на роторных и роторно-конвейерных линиях. // Вестник машиностроения. - 2003. - №8. - С. 46 - 51. 2. Фролович Е. Н., Тиняков Г. А. Маршрутизация объектов обработки в автоматических роторных и роторно-цепных линиях. / Теория машин автоматического действия. - Наука, 1970.- С. 93-97. 3. Клусов И. А. Проектирование роторных машин и линий: Учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов.- М.: Машиностроение, 1990.- 320 с. 4. Клусов И. А. Технологические системы роторных машин для серийного производства. /Автоматизация технологических процессов: Сб. науч. тр.- Тула: Тульский политехн. ин-т, 1981 - С. 13 -19. 5. Быстров В. А., Фролович Е. Н., Клусов И. А., Прейс В. В. Роторные технологии, машины и линии на современном этапе промышленного развития. // Вестник машиностроения. - 2003. - №10. - С. 43 - 47. 6. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия. - Донецк: ДонНТУ, 2002.- 379 с. 7. Михайлов А. Н. Структура маршрутов и закономерности движений изделий в поточно-пространственных технологических системах. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1996, Вып. 3. - С. 64-79. 8. Михайлов А. Н., Тернюк Н. Э. К расчету параметров маршрутизации изделий в поточно-пространственных технологических системах. // Известия вузов. - Машиностроение, 1990. - №1. - С. 63-67.

Сдано в редакцию 21.01.05

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

ПРОБЛЕМЫ ВЫПОЛНЕННЫХ ТЕРМИТНОЙ СВАРКОЙ СТЫКОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ РЕЛЬС

Вишняков Н., Щчекатуровене Д. (ВГТУ, г. Вильнюс, Литва)

Different welding methods are used for rail welds in the world. The well-known thermit welding is used in Lithuania as main welding method for railway building and defective rails replacement. This method has high reliability, but welds quality depends on the thermit portion quality and operator work experience. In this work are investigated the problems of thermit welds life liability and main reasons of fracture.

1. Введение

В настоящее время при прокладке и восстановительных работах железнодорожных путей применяются различные технологии. Чаще всего при прокладке новых дорог используются сварочные технологии. При использовании сварных железнодорожных путей улучшаются условия движения железнодорожных составов, повышается надежность электрических цепей, снижается общий уровень шума.

Наиболее часто употребляемыми сварочными технологиями являются различные методы сварки плавлением, контактная сварка и специальный метод сварки – термитная сварка [1, 2, 3, 4]. Как показывает практика эксплуатации железнодорожных путей, наиболее часто встречаемыми и опасными дефектами железнодорожного полотна наряду с появляющимися в результате износа поверхности катания головки дефектами являются сложно выявляемые дефекты сварки рельсов. Если типичные поверхностные дефекты формы могут быть легко обнаруживаемы в процессе профилактических осмотров, а скорость износа может управляться или снижаться путем применения более качественных термоупрочненных рельс, то из-за сложности профиля рельс даже самые новые технологии неразрушающего контроля, в том числе как переносное так и монтируемое на специализированных подвижных составах ультразвуковое оборудование, не дает стопроцентной гарантии выявления скрытых дефектов сварки на начальной стадии их развития, что зачастую приводит к авариям. Поэтому особое внимание уделяется именно совершенствованию применяемых сварочных технологий и качеству используемых при этом сварочных материалов с целью снижения влияния различных внешних факторов, которые предопределяют качество сварных соединений [5]. В этой области работают не только крупные научные центры, но и известные производители сварочного оборудования (ESAB, Elektro-Thermit GmbH & Co). На рынке постоянно появляются новые материалы и оборудование, разработан ряд процедур контроля качества [6, 7, 8].

Среди самых прогрессивных в этом отношении технологий является термитная сварка [9]. Данный способ сварки и методика проведения работ не требует участия особо высоко квалифицированного персонала, способ обладает очень высокой производительностью и достаточно высоким качеством сварных швов. Кроме того получаемые сварные швы имеют довольно узкую зону термического влияния и схожие со свариваемым материалом механические характеристики, что тоже повышает надежность соединений. Свойства наплавленного металла можно изменять в широких пределах, путем подбора расходной термитной смеси, что делает данный метод универсальным и легко применимым для различных классов рельсов.

Однако наряду со значительным количеством преимуществ у данного метода сварки имеется ряд важных недостатков, которые необходимо учитывать: нет возможности слежения и непосредственного управления за процессом сварки, поэтому требуется жесткое соблюдение всех требований технологии. Поскольку дефекты выполненных, в том числе и термитной сваркой, стыков железнодорожных рельсов

являются одними из наиболее опасных и нередко встречаемой проблемой на практике (по данным некоторых исследователей такие дефекты составляют около 75 % всех обнаруживаемых дефектов), то исследованию таких соединений и их проблем посвящено немало научных работ [10].

Выявлению основных причин разрушений выполненных термитной сваркой стыков термоупрочненных рельс на литовских железных дорогах с учетом их местной специфики посвящена данная статья.

2. Основное содержание и результаты работы

В качестве объекта исследования взято одно из часто встречаемых на практике разрушившееся в течении нескольких месяцев эксплуатации типичное стыковое соединение (рис. 1) термоупрочненных рельс типа Р65 (ГОСТ Р 51685-2000) категории Т1 из стали Э76Ф. При этом при неразрушающем контроле данного соединения непосредственно после выполнения сварки не было выявлено каких либо опасных дефектов. Для термитной сварки использовались порции термита с повышенными механическими характеристиками (1200 Н/мм^2). Для определения качества исполнения сварного соединения и причин его быстрого разрушения использовались механические испытания, микро- и макроскопические исследования, фрактография и химический анализ.

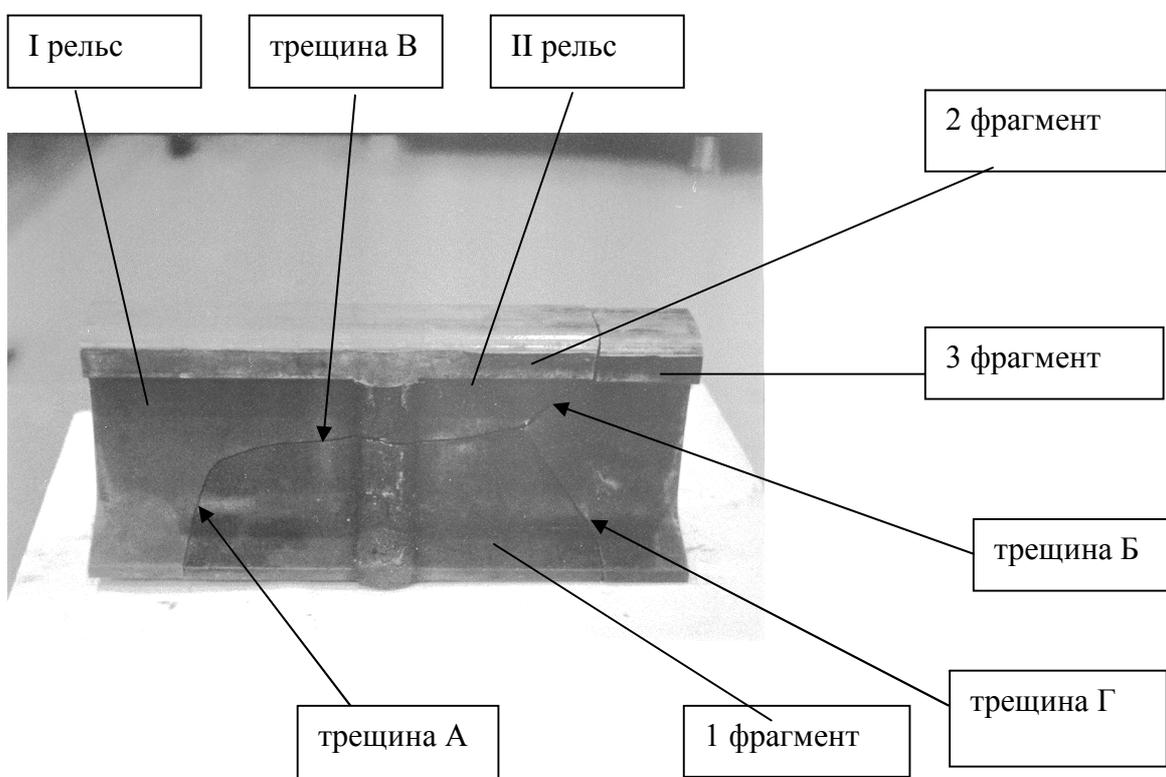


Рис 1. Общий вид разрушенного сварного стыка рельс Р65, выполненного термитной сваркой

Разрушение исследуемого образца соединения представляет собой комбинацию участков с двумя типами трещин: продольными (рис. 1, трещина В) и поперечными (рис. 1, трещины А, Б, Г). На поверхности поперечных изломов заметны характерные следы усталости металла (рис. 2 а).

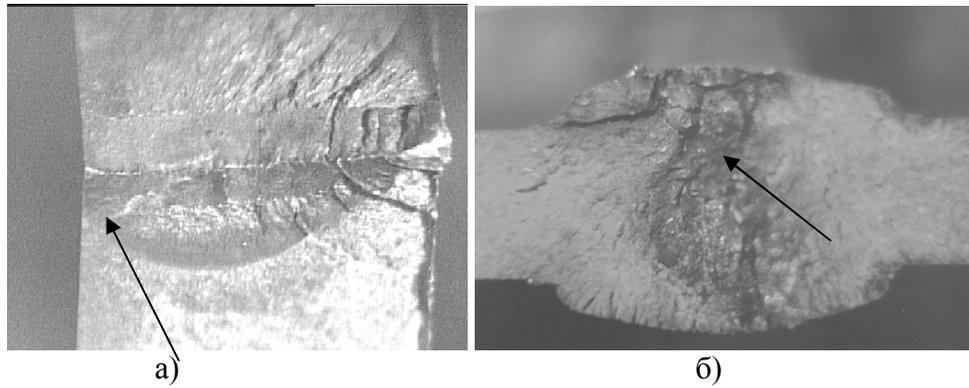


Рис. 2. Дефекты на поверхности излома: а) центр усталости металла на поверхности излома (вершина 3 фрагмента); б) локальный участок несплавления в зоне сварного шва

Основными центрами, ставшими причиной развития усталости металла в околошовной области, послужило осевое скопление неметаллических включений и пор с одной стороны (II рельс), а также развальцованные неметаллические включения с другой стороны (I рельс). На характер разрушения повлияло не только расположение дефектных участков – центров зарождения усталости, в основном металле, но и качество и свойства выполненного термитной сваркой сварного шва: дефекты сварки, ширина зоны термического влияния, распределение микротвердости, структура и механические свойства. Показатели твердости на поверхности катания головки рельса колеблются в пределах 375 – 388 НВ, в области сварного шва твердость 380 – 400 НВ. Твердость на участках шейки и подошвы рельсов значительно снижается до 311 – 321 НВ, до 280 – 320 НВ (рис. 3) снижается твердость и в зоне термического влияния (ширина зоны около 17 мм).



Рис. 3. Распределение микротвердости в поперечном сечении свариваемого термитной сваркой стыка рельс (в области шейки рельса)

Предел текучести и прочности исследуемых рельс и сварного шва находятся в пределах, указанных в таблице 1. При этом прочность сварного шва примерно на 20 % ниже по сравнению с основным металлом из-за присутствия в структуре шва довольно крупных карбидов.

Таблица 1 - Показатели прочности основного металла и сварного шва

Цилиндрический образец	Предел текучести $R_{0,2}$	Предел прочности R_m
	МПа	МПа
Сварной шов	758	761
Основной металл I рельса	724	1020
Основной металл II рельса	762	1128

Структура металла сварного шва – троостит и оксидные включения (рис. 4), структура металла головки рельс – мелкодисперсная структура, состоящая из сорбита и феррита с наличием неметаллических включений (силикатов длиной до 0,5 мм) и микропор (диаметром до 50 мкм). Концентрация таких включений и микропор не превышает норм, однако с точки зрения механики разрушения это может способствовать зарождению усталостных трещин, нарушающих сплошность металла.

При детальном рассмотрении поверхностей излома в области сварного шва выявлены и недопустимые локальные дефекты сварки (рис. 2 б) – участок несплавления со шлаковыми включениями (длиной до 3 мм) и развившаяся из-за его наличия трещина. Во время эксплуатации рельс основные продольные напряжения образуются в области

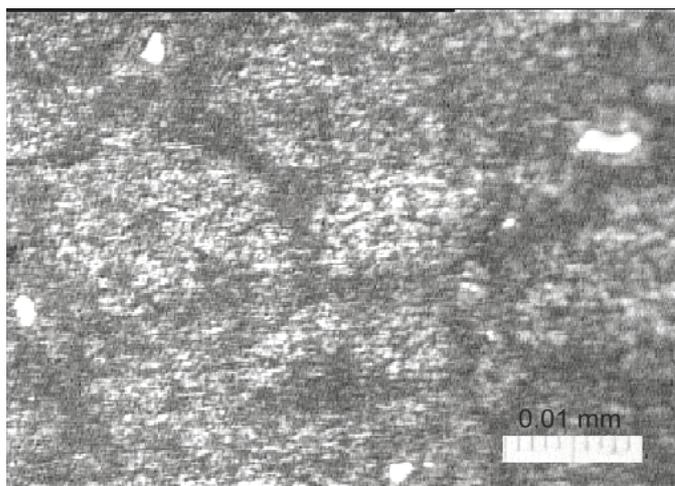


Рис. 4. Микроструктура сварного соединения в области шва – троостит и оксиды (белые)

наименьшей площади сечения рельса (в самой узкой зоне шейки рельса). Повышенные внутренние напряжения в данной области и наличие различных ослабивших металл структурных дефектов, значительно понизили прочность и надежность исследованного соединения, что привело к ускоренному разрушению данного соединения через уже упомянутые дефекты (трещины на рис. 1).

3. Заключение

1. Во время проведения термитной сварки несплавление может появиться только в результате нарушения технологии выполнения сварки, в частности из-за недостаточно высокой температуры расплава в момент, когда оксиды скапливаются на поверхности термитного расплава и таким образом удаляются из непосредственной зоны сварного шва. Такие дефекты характерны в случае нарушения условий предварительного подогрева зоны сварки.

2. Выявленные усталостные трещины и дефекты основного металла в околосшовной зоне приводят к выводу, что при проведении особенно восстановительных работ необходим очень жесткий контроль состояния стыкуемых концов уже бывших в употреблении рельс на предмет выявления скрытых дефектов, а не только качественная подготовка кромок согласно обычной процедуре.

3. В результате проведенного анализа выявлено, что и в данном случае одной из основных причин разрушения являются опасные дефекты сварки и отклонения от процедуры сварки. Все выше упомянутые аспекты позволяют сделать выводы, что качество выполненных термитной сваркой соединений можно обеспечить только при жестком соблюдении процедуры сварки и других рекомендаций производителей материалов и оборудования для термитной сварки, условий хранения исходных материалов, контроля качества подготовки свариваемых кромок и их предварительного нагрева до необходимой температуры, особенно проводя сварные работы при невысоких температурах и повышенной влажности окружающей среды (характерно для Прибалтийской климатической зоны).

Список литературы: 1. Lahnsteiner R. Welding of railway tracks by a high efficiency narrow gap MAG process. – Welding Review International, vol.12, no.4, 1993. – p.200-202. 2. Dahl B., Mogard B., Ggetoft B., Ulander B. Repair of rails on-site by welding. – Svetsaren, vol.50, no. 2, 1995. – p.10-14. 3. Kuchuk-Yatsenko S. Solid-phase welding of high-strength pearlitic, austenitic and martensitic steels. – Advanced Materials Science: 21st Century. Great Abington,

Cambridge International Science Publishing, 1998. – p.65-78. **4.** Генкин И. З. Сварка рельсов с термической обработкой стыков на индукционных установках с компьютерной техникой. – Вестник ВНИИЖТ, Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта Министерства путей сообщения Российской Федерации, Nr. 3, 2002. – 7-10 с. **5.** Sergienko Y., Novovskij B., Chigarev V. Improving repair technology of railway rails by arc welding. – Paton Welding Journal, vol.10, no.3, 1998. – p.154-156. **6.** Slepakovas O., Dulinskas E. Besandūrio kelio tiesimo ir priežiūros instrukcija. 145/K. – Gelspa, Vilnius, 2003. – p.89. **7.** Sakalauskas K., Povilanskas A. Geležinkelio kelio priežiūros taisyklės. K/111. –Leidybos centras, Vilnius, 2000. – p. 213. **8.** M. Saarna M., Laaansoo A. Rail and rail weld testing. – Proceedings of the 4TH International Conference Industrial engineering – New challenges of SME, Tallin, Estonia, 2004. – p. 223-225. **9.** Key A. The Thermit process for rail welding. – Metal Construction, vol.16, no.7, 1984. – p. 419-422. **10.** Mutton P., Alvarez E. Failure modes in aluminothermic rail welds under high axle load conditions. – Engineering Failure Analysis, no.11, 2004. – p. 151-166.

Сдано в редакцию 07.02.05

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

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДІАГНОСТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОПОРИ КОЧЕННЯ РОТОРНОЇ МАШИНИ ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ДАНИМИ

Воронцов О.Г. (ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)

Substantiation of principles the rotor machine bearing model parameters estimation is aim of the investigation. Basis of the investigation is analysis of experimental data, structural model of the bearing and functional adjustment method.

Вступ. Проблема підвищення вірогідності вібродіагностування роторних машин вимагає для свого вирішення усебічного вивчення властивостей опор кочення як перетворювача динамічних навантажень на опору, що пов'язані із дефектами, у параметри вібрації опори. Одержаний у промислових і лабораторних умовах експериментальний матеріал дає можливість з'ясувати найбільш суттєві процеси у формуванні й перетворенні вібрації опорою та створити на цих засадах відповідну діагностичну модель. Відомі дослідження у цьому напрямку, які дозволили побудувати діагностичну модель на якісному рівні. Отримана структура моделі й обґрунтовано перелік параметрів, що її описують [1].

Подальші дослідження спрямовані на обґрунтування методики визначення кількісних оцінок параметрів моделі за експериментальними даними, що є метою даного дослідження. У основу дослідження покладено аналіз експериментальних даних, що знайдені за допомогою експериментальної установки, яка описана у [2], і, зокрема, амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) підшипникових вузлів.

Основний зміст й результати роботи. Дослідження АЧХ підшипникових вузлів здійснювалося у статичному режимі методом ударного збурювання відповідно до методики, запропонованої у [3]. Ударні збурювання наносилися в область внутрішньої й зовнішньої обойми підшипника, а реакція реєструвалася сенсором-акселерометром на корпусі підшипникового вузла. Аналіз АЧХ дозволив установити, що в області частот 1-10кГц вони характеризуються істотною нерівномірністю, явно проглядаються піки і провали, що відповідають резонансам і антирезонансам конструкції підшипникових вузлів (см. рис. 1.). У більш високочастотній області нерівномірність виявляється у меншому ступені.

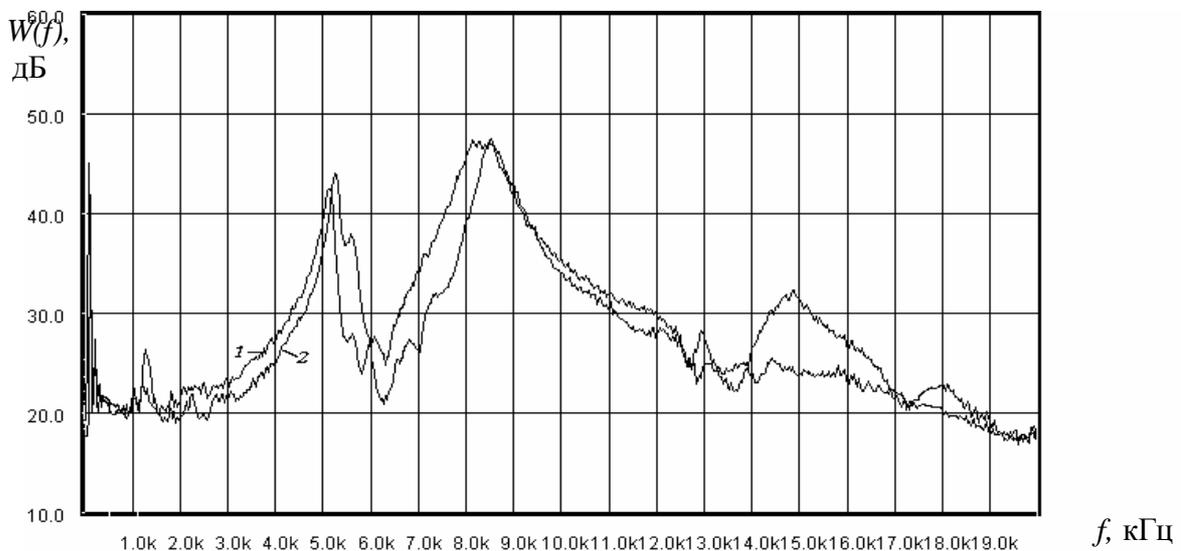


Рис.1. Амплітудно - частотна характеристика опори кочення експериментальної установки в області середніх і високих частот: 1 – статичне навантаження на опору 300Н; 2 – статичне навантаження на опору 3000Н

Експериментально досліджувався вплив статичного навантаження, що прикладене до підшипника, і кута повороту вала на вид АЧХ опори. В результаті досліджень встановлено, що при зміні статичного навантаження, АЧХ підшипникового вузла перетерплює деформацію. Переважною тенденцією є зсув піків АЧХ щодо їхнього вихідного положення при зміні статичного навантаження. Останнє зв'язано з тим, що на шляху поширення ширококутового ударного збурювання від місця його прикладення до сенсора, знаходяться елементи механічної конструкції опори, що мають резонансні властивості. В розподілі спектральної густини потужності (СГП) вібропроцесу, що реєструє сенсор, виявляються піки і провали, обумовлені резонансними явищами в конструкції. Нерівномірності СГП так само сприяють інтерференційні явища, багатопроменевий характер поширення високочастотної вібрації в елементах конструкції.

З іншого боку, ступінь прояв резонансних ефектів, багатопроменевості й інтерференції визначається властивостями й параметрами конструкції, що залежать, крім інших факторів від локалізації й розмірів поверхонь контактування елементів конструкції один з одним, жорсткості утворених механічних контактів, в'язкості мастила. При зміні прикладеного до підшипника навантаження, фактори, що перераховані вище, піддаються змінам, обумовлюючи тим самим зміну резонансних частот, ступеня демпфірування коливань, інтерференційної картини і, у цілому, зміну розподілу СГП вібрації, що реєструє сенсор. У найпростішому випадку радіального підшипника, встановленого у підшипниковому щиті, рухомі контакти мають місце між тілами кочення й біговими доріжками обойм, а так само між зовнішньою обоймою й корпусом опори. При зміні навантаження на підшипник умови контактування змінюються. Це приводить до зміни розмірів плям контактування, зміни геометрії тіл кочення, а при деяких умовах, і кількості контактуючих тіл. При зміні кута повороту вала так само спостерігаються зміни частотних властивостей опори у виді появи локальних високочастотних резонансів. Поясненням цього явища може бути хвилястість доріжок, грановитість тіл кочення й зміна «тонкої» структури контакту між ними при перекочуванні тіл кочення. Крім того, зміни навантаження можуть приводити до зміни траєкторії руху сепаратора, що викликає переміщення бігової доріжки на робочій поверхні обойми. Зазначені явища обумовлюють зміни частотних властивостей механічної системи «тіла кочення - обойми підшипника».

Якщо натяг при посадці зовнішньої обойми недостатній чи є хоча б невеликий перекис обойми при установці її у корпус опори (що, як правило, має місце), контактування обойми й корпусу відбувається нерівномірно, тільки у окремих зонах

торкання. Зміна навантаження на підшипник приводить до зсуву, «міграції» зон контактів, що змінює частотні властивості системи «обойма – корпус опори».

Отримані в результаті експериментів частотні характеристики дозволили побудувати моделі опор експериментальної установки [1] у вигляді еквівалентної електричної схеми. При побудові моделі опори використаний метод електромеханічних аналогій [4], у рамках якого прийняті такі відповідності: сила відповідає електричній напрузі ($F \sim U$); швидкість переміщення відповідає електричному струму ($V \sim I$); механічний опір – електричному опору ($R_{\text{мех}} \sim R_{\text{эл}} \sim R$); - маса – індуктивності ($M \sim L$); піддатливість – ємності ($K \sim C$). Для перехідної області й області середніх частот така модель має вид, приведений на рис.2

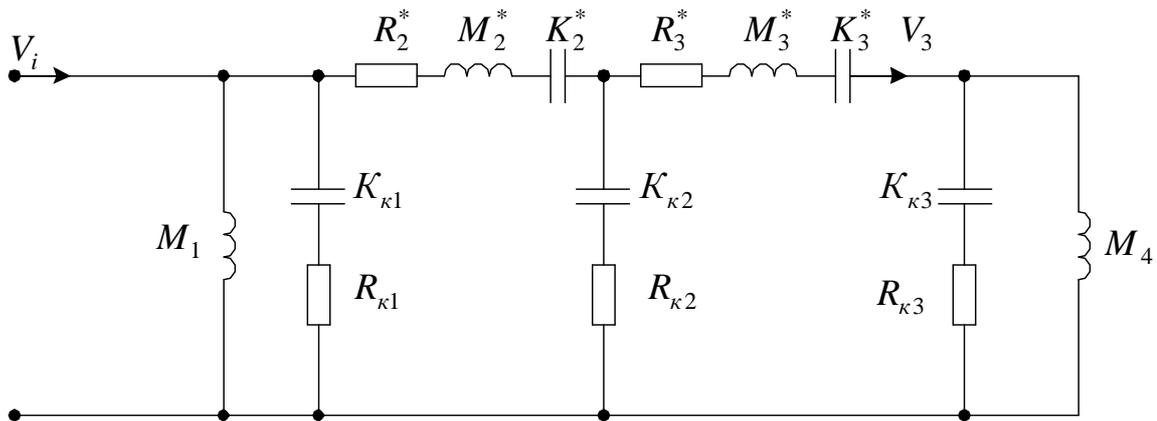


Рис. 2. Еквівалентна електрична схема моделі опори кочення, що відображає процес формування вібрації в області середніх частот

Модель описує процес формування вібрації в області середніх частот, відображаючи поведінку резонансних піків і провалів АЧХ при зміні навантаження на механічні контакти елементів опори. Параметри елементів моделі M_i^* , R_i^* , K_i^* і $K_{\kappa i}$ ($i=1,2,3,4$) визначаються за результатами прямих вимірів фізичних параметрів резонуючих елементів опори. Маса елементів M_i^* , що ототожнюються з індуктивностями в еквівалентних електричних колах моделі, знаходяться за результатами їхнього зважування. При розгляді форм коливань, що відповідають другому обертону основної частоти, у моделі враховується половинна маса від знайденої величини [4]. Еквівалентна піддатливість елементів K_i^* , що ототожнюється з ємністю елементарного резонатора в складі моделі, визначається за результатами вимірів частот власних коливань елемента. При відомій еквівалентній масі M_i^* , піддатливість для i -го елементарного резонатора визначається по відомій формулі [4]

$$K_i^* = \frac{1}{4\pi^2 f_i^2 M_i^*}, \quad (1)$$

де f_i - частота власних коливань для i -ї форми коливань елемента конструкції.

Частоти форм власних коливань елементів визначаються методом ударного збурювання [2].

Опір утрат i -го еквівалентного резонатора R_i^* визначається по відомій ширині АЧХ у зоні i -го резонансу опори. Для цього в АЧХ у зоні i -го резонансу вписується

графік стандартної АЧХ коливального контуру, опір утрат у якому обчислюється на основі методу найменших квадратів з умови

$$\sum_{j=1}^n [W_{oi}(f_{ij}) - W_{pi}(M_i^*, K_i^*, R_i^*, f_{ij})]^2 \rightarrow \min$$

де $W_{oi}(f_j)$ - АЧХ опори в межах виділеної ділянки частот ($f_{i.min} \leq f_{ij} \leq f_{i.max}$), що включає i -й резонанс;

$W_{pi}(M_i^*, K_i^*, R_i^*, f_{ij})$ - АЧХ еквівалентного коливального контуру;

R_i^* - шуканий опір утрат i -го елементарного резонатора.

Для обчислення R_i^* можуть бути використані й інші відомі методи, наприклад, засновані на одержанні перехідної характеристики й оцінюванні загасання для з'єднання кіл моделі, що визначають розглянутий i -й резонанс.

Визначення піддатливостей контактних сполучень K_{ki} провадиться методами функціонального настроювання, розроблених стосовно до схем фільтрів [5], для чого використовувався інженерний моделюючий пакет Electronic Workbench. Еквівалентна електрична схема моделі опори кочення, що представлена в символіці моделюючого пакета, представлена на рис. 3.

На початкових етапах настроювання елементи M_1^* і M_4^* , що відповідають масі вала з внутрішньою обіймою й основи можуть бути виключені зі схеми, тому що вони на резонанси в області середніх частот впливають слабо. Елемент K_{k3} - на початку досліджень може бути замкнутим.

Піддатливості контактів K_{k1} і K_{k2} для першої ітерації настроювання вибираються на два порядки більше, ніж очікувана піддатливість відповідних елементів. Тому що втрати на в'язке тертя в елементах опори істотно менше втрат у контактах, опір утрат резонатора відносять до опору контактів. Зазначені зміни у схемі моделі, що спрощують аналіз, дозволяють істотно прискорити процес визначення областей шуканих значень піддатливостей контактів. На останніх ітераціях настроювання активні опори контактів можуть бути уточнені, використовуючи функціональне настроювання по цих параметрах.

Побудована в такий спосіб модель опори використовувалася при оцінці адекватності розробленої у [1] теорії формування діагностичних параметрів опорою кочення як перетворювачем динамічного навантаження у параметри височастотної вібрації

Висновки

1. Проведено вибір й обґрунтування експериментальних та математичних засобів для визначення параметрів моделі опори кочення роторної машини.

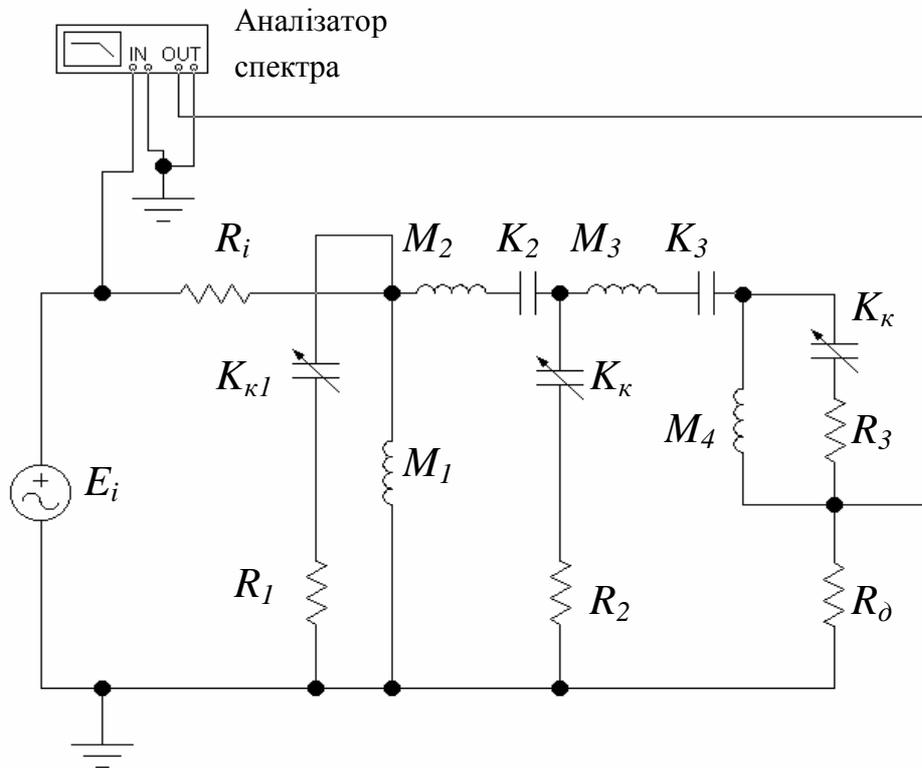


Рис.3. Еквівалентна електрична схема моделі опори кочення в символіці інженерного моделюючого пакета

2. На основі метода електромеханічних аналогій побудована реалізація моделі опори кочення експериментальної установки і розроблені методичні рекомендації з визначення параметрів моделей на основі експериментальних даних. Модель використовувалася при оцінюванні адекватності розробленої автором [1] теорії формування діагностичних параметрів опорою кочення і показала задовільну збіжність результатів.

Перелік літератури: 1. Воронцов А.Г. Элементы теории высокочастотной вибродиагностики роторных машин. Монография. – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2002. – 137с. 2. Воронцов А.Г. Экспериментальные исследования преобразовательных свойств подшипников качения как датчиков динамических нагрузок // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: Електротехніка і енергетика. – Донецьк: РВА ДонДТУ. - 1999. - Вип. 4. - С. 253-257. 3. Двухканальный анализ на основе БПФ. Технический обзор в двух частях. – Нэрум: Брюль и Кьер, 1984. 4. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. – М.: Мир, 1971, – 557с. 5. Мошиц Г., Хорн П. Проектирование активных фильтров. – М.: Мир, 1984. –320 с.

Сдано в редакцию 20.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Зори А.А.

ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ ТИХОХІДНОЇ РОТОРНОЇ МАШИНИ ЗА ПАРАМЕТРАМИ ВИСОКОЧАСТОТНОЇ ВІБРАЦІЇ

Воронцов О.Г. (ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)

Diagnostic parameter of technical condition the rotor machine that is considering a distribution of bearing vibration energy into frequency and time domain is based.

Загальна характеристика проблеми. Діагностування станів роторних машин за параметрами високочастотної вібрації опор ротора визнано перспективним напрямком витягу первинної інформації для керування ресурсами машинного устаткування сучасного підприємства [1,2]. Однак, поширення даного методу на роторні машини, оборотні частоти яких не перевищують 3-5Гц, виявляється неефективним через істотне зниження інформативного високочастотного компонента вібрації, що в умовах дії завод, приводить до росту невизначеності при оцінюванні технічного стану. Вибір інформативної смуги частот в області резонансів конструкції опори підвищує рівень інформативного компонента, однак, нестабільність самих резонансів є причиною внесення додаткових невизначеностей при оцінюванні стану машини відомими методами.

Постановка задачі дослідження. Метою даного дослідження є визначення причини нестабільності розподілу інтенсивності вібрації в околиці резонансів конструкції опори й обґрунтування інформативного параметра стану тихохідної машини для цієї частотної області, що надає можливість створення нових методів вібродіагностування.

В основу дослідження покладена розроблена автором математична модель опори кочення [3], що отримана на основі методу електромеханічних аналогій [4]. При цьому високочастотна вібрація розглядається як періодично-нестационарний випадковий процес, а опора, як формуючий фільтр, параметри якого, залежать від прикладеного до опори динамічного навантаження.

Вирішення задачі та результати дослідження. Розглянемо вплив контактних сполучень на процес формування діагностичних параметрів у зоні резонансів. Для цього виділимо ділянку моделі, що відображає коливання зовнішньої обойми і врахуємо в його описі контакт сполучення «зовнішня обойма – корпус опори». Врахуємо так само, що загасання коливань для розглянутого частотного діапазону значно менше, а добротності відповідних резонаторів, значно більше, ніж для ВЧ області [4].

Асимптотичним описом частотної характеристики розглянутої ділянки моделі опори для зазначених умов може бути частотна характеристика розподіленого кола з досить високою добротністю форм коливань. Обойма підшипника як однорідна розподілена система представлена обмеженою канонічною схемою (см. рис. 1) з елементами M_i, K_i, R_i , що відтворюють відповідно масу, пружні властивості й втрати у обоймі (тут $i = 1, 2, \dots, N$ - номер резонансу). Пружні властивості контактного сполучення «зовнішня обойма – корпус опори» враховуються елементом K_0 .

Відомо [5], що пружні властивості контакту залежать від прикладеної до нього навантаження. Характер цієї залежності у загальному випадку визначається відомою [6] формулою Герца. Стосовно до дослідження контактного сполучення «обойма підшипника – корпус опори» отримана залежність виду:

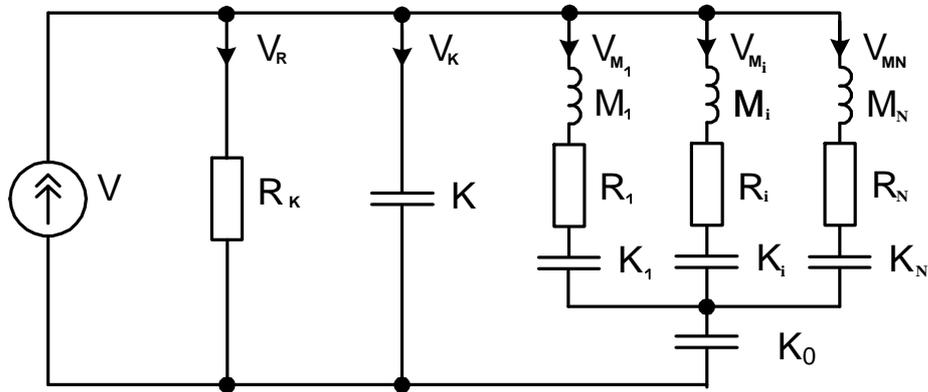


Рис. 1. Еквівалентна електрична схема моделі зовнішньої обійми опори кочення як перетворювача діагностичних параметрів для резонансної області частот

$$k(p_k) = \frac{mc}{p_k^{1-m}},$$

де $k(p_k)$ - піддатливість контакту на одиницю площі; m, c - постійні, обумовлені матеріалом контактуючих поверхонь і якістю їхньої обробки. Для посадкових поверхонь підшипникових опор і обійм підшипників типові значення цих постійних $m=0,5$; $c = 30[\text{мкм} \cdot \text{см}^2 \cdot \text{Н}^{-1}]$.

З приведеної залежності випливає, що зі збільшенням навантаження, що сприймається контактом, піддатливість його монотонно зменшується. З урахуванням цього, еквівалентне електричне коло, що відтворює контакт у моделі опори, побудованої методом електромеханічних аналогій [3], повинно бути представлено ємністю, що залежить від навантаження F_{c0}

$$K_0(F_{c0}) = mc \left(\frac{F_{c0}}{s_k} \right)^{m-1}. \quad (1)$$

Такої ємності відповідає елемент K_0 еквівалентної схеми рис. 1. Подальший аналіз будемо робити, виходячи з таких умов:

1. Збурювання $V(t)$ є широкосмуговий випадковий процес із рівномірним розподілом спектральної густини потужності (СГП) у зоні i -го резонансу зовнішньої обійми.
2. Інформативна смуга частот системи діагностики вужча області частот, що займається резонансною кривою.
3. Добротність розглянутого резонатора, а, отже, і провідність послідовного ланцюга $M_i C_i R_i$ у резонансі досить висока, щоб впливом $V_j (j \neq i)$, V_R і V_K на V_{M_i} у зоні i -го резонансу можна було б зневажити.

З урахуванням вищевикладеного, для кожного гармонічного компонента збурювання $\dot{V} = \dot{V}(\omega)$ справедливе співвідношення

$$\dot{V}_{M_i} = \frac{\dot{Y}_{M_i}}{\dot{Y}_{\Sigma} + \dot{Y}_{M_i}} \dot{V},$$

де
$$\dot{Y}_{\Sigma} = \frac{1}{R_K} + j\omega K \approx \frac{1}{R_K} = G_K;$$

$$\dot{Y}_{M_i} = \frac{\omega K_{\Sigma i}}{\omega R_1 K_{\Sigma i} + j(\omega^2 M K_{\Sigma i} - 1)};$$

$$K_{\Sigma i} = K_i + K_0.$$

Умові i -го резонансу відповідає

$$\omega M_i = \frac{1}{\omega K_{\Sigma i}}.$$

Коефіцієнт передачі моделі рис. 1 в зоні i -го резонансу дорівнює

$$\dot{b}_i = \frac{\dot{Y}_{M_i}}{\dot{Y}_{\Sigma i} + \dot{Y}_{M_i}} = \frac{1}{1 + G_K \left[R_i + j \left(\omega M_i - \frac{1}{\omega K_{\Sigma i}} \right) \right]}.$$

Квадрат модуля коефіцієнта передачі дорівнює

$$|\dot{b}_i|^2 = \beta_i = \frac{(1 + R_i G_K)^2 + G_K^2 \left(\omega M - \frac{1}{\omega K_{\Sigma i}} \right)^2}{\left[(1 + R_i G_K)^2 + G_K^2 \left(\omega M - \frac{1}{\omega K_{\Sigma i}} \right)^2 \right]^2}. \quad (2)$$

Позначимо різницю

$$\omega M - \frac{1}{\omega K_{\Sigma i}} = z \quad (3)$$

і визначимо коефіцієнт впливу цієї різниці на квадрат модуля коефіцієнта передачі

$$S_z^{\beta_i} = \frac{\partial \beta_i}{\partial z} = - \frac{2G_K^2 z}{\left[(1 + R_i G_K)^2 + G_K^2 z^2 \right]^2}. \quad (4)$$

Знак величини $S_z^{\beta_i}$ вказує на знак приросту β_i при позитивному збільшенні різниці Δz . Як видно з отриманого вираження, зміна цього знаку залежить тільки від зміни знаку z . З вираження (3) випливає, що величина z змінює знак при переході частоти ω значення відповідного резонансу

$$\omega_{i0} = \frac{1}{\sqrt{M_i K_{\Sigma i}}}.$$

Якщо $\omega < \omega_{0i}$, то збільшення β_i позитивне, якщо ж $\omega > \omega_{0i}$, то, навпаки – негативно.

Врахуємо залежність піддатливості K_i від прикладеного навантаження F_{c0} (1) і впливу останньої на частоту резонансу

$$\omega_{i0}^2 = \frac{1}{M \left[K_i + mc \left(\frac{F_{c0}}{s_k} \right) \right]^{m-1}} \quad (5)$$

Співвідношення (2) описує резонансну криву в зоні частоти ω_{i0} щодо потужності вібропроцесу. Зі співвідношень (2), (3) і (5) випливає, що ця резонансна крива зміщується при зміні прикладеної до контакту сили.

Якщо СГП вібрації S_V , що збуджує коливання обойми, постійна в межах смуги частот розглянутого резонансу, то СГП вібрації, формованої резонатором, буде описуватися співвідношенням

$$S_{V_i}(\omega, F_{c0}) = b_{(CЧ)}^2(\omega, F_{c0}) S_V \quad (6)$$

Потужність вібросигналу, що сприймається системою вібодіагностики, визначається спектром потужності вібрації й шириною інформативної смуги частот системи

$$P(F_{c0}) = S_V \int_{\omega_1}^{\omega_2} b^2(\omega, F_{c0}) d\omega \quad (7)$$

де ω_1 і ω_2 - границі інформативної області частот.

З виражень (2), (3) і (7) видно, що рівень потужності вібросигналу, що надходить на обробку в систему діагностики залежить від прикладеного до контакту навантаження. Причому, як впливає з аналізу виражень (4 - 8) знак приросту потужності визначається розташуванням інформативної смуги частот відносно резонансної характеристики. Зазначена обставина може бути причиною неоднозначності оцінювання динамічного навантаження на опору при невідомому виборі розташування інформативної смуги частот відносно резонансів опори. Для усунення неоднозначності одержуваних оцінок необхідно комплексне використання діагностичних параметрів про зміну інтенсивності вібрацій і зміні її спектрального складу з урахуванням їх взаємозв'язку, обумовлених загальною причиною – зміною навантаження на опору. Діагностичні параметри, що задовольняють зазначеній вимозі, можуть бути отримані на підставі аналізу вібрації як нестационарного процесу в частотно-часовій області.

Висновки.

1. На основі аналізу запропонованої діагностичної моделі опори кочення з'ясовані причини невизначеності при діагностуванні стану тихохідної роторної машини за рівнем високочастотної вібрації у смугі резонансів опори.

2. У результаті дослідження обґрунтований комплексний інформативний параметр, що враховує вплив динамічного навантаження, сприйманим опорою, як на енергетичні так і на неенергетичні параметри вібрації.

3. Дано аналіз чинників підвищення вірогідності оцінювання поточного стану машини при використанні запропонованого показника стосовно до тихохідних роторних машин.

Перелік літератури: 1. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S. Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings// Sound & Vibration. – 1995. - №6. - P.10-17. 2. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S. Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings// Sound & Vibration. – 1995. - №9. - P.27-31. 3. Воронцов А.Г. Разработка диагностической модели опоры качения роторной машины // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Інформатика, кібернетика та обчислювальна техніка. - Донецьк: РВА ДонНТУ. - 2002. - Вип. 39. - С. 4.

Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. – М.: Мир, 1971, – 557с. **5.** Левина З.М., Котляренко Л.Б. Исследование и расчет упругих перемещений в местах посадок подшипников качения // Станки и инструмент.– 1971. – № 11. –С. 31–34. **6.** Галахов М.А. Бурмистров А.Н. Расчёт подшипниковых узлов. – М: Машиностроение, 1988. – 272 с.

Сдано в редакцию 20.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Зори А.А.

К ВОПРОСУ НАРЕЗАНИЯ ГРУППОВОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ГЕОМЕТРИИ НА ЗУБЬЯХ ВТУЛОК ЗУБЧАТЫХ МУФТ ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИЕМ МЕТОДОМ КОПИРОВАНИЯ

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

Way of processing tooth cartridges gear coupling with group spatial geometry toothmilling a method of copying. Trajectories of movement of submission of the tool are resulted depending on geometry of a lateral surface of a tooth of the cartridge. Structures of a processable surface are determined.

Зубчатые передачи являются одним из важнейших элементов различных механизмов и машин. Они служат для преобразования и передачи вращательного движения между валами. Существует большое количество видов зубчатых передач, которые предназначены для работы в различных эксплуатационных условиях. При этом в зависимости от условий в которых работает зубчатая передача к ней могут предъявляться ряд конструктивных требований, одним из которых является форма боковой поверхности зубьев. В настоящее время применяются зубья с прямолинейной образующей, зубья с продольной модификацией, зубья с модификацией по профилю зуба, зубья с различного вида пространственными модификациями [1, 2, 3]. Для получения перечисленных геометрий зубьев применяются различные технологические методы, причем геометрические параметры инструмента, кинематика его движения и движения заготовки взаимосвязаны между собой и напрямую зависят от геометрии нарезаемых зубьев. В связи со всем вышеперечисленным актуальным является разработка новых или модификация известных способов получения зубьев применительно к рассматриваемой геометрии.

Одним из известных способов нарезания зубьев является способ зубофрезерования методом копирования. Технологическое оборудование, в основу которого положена реализация данного способа, позволяет получать зубья с прямолинейной образующей, косозубые зубчатые колеса, зубья с продольной модификацией и т.д. Причем геометрия боковой поверхности зуба зависит от траектории движения инструмента и от геометрии его режущей кромки. Применение данного способа для получения групповой пространственной геометрии влечет за собой необходимость разработки технологического обеспечения.

Целью данной работы является теоретическое исследование особенностей процесса зубофрезерования методом копирования групповой пространственной геометрии на зубьях втулок зубчатых муфт.

В основу данной работы поставлена задача разработки технологического обеспечения нарезания групповой пространственной геометрии на зубьях втулки зубчатой муфты зубофрезерованием методом копирования. Она может быть решена за счет определения взаимосвязи между геометрией боковой поверхности зуба втулки и траекторией перемещения инструмента в пространстве.

В зубчатой муфте реализуется зацепление между внешними зубьями втулки и внутренними зубьями обоймы, при передаточном числе равно единице. Внутренние зубья обоймы выполняются эвольвентными с прямолинейной образующей. Тогда как на зубьях обоймы может быть реализована различная пространственная геометрия.

Одним из способов повышения эксплуатационных характеристик зубчатых муфт является реализация зацепления между внутренними эвольвентными зубьями обоймы и наружными зубьями втулки, на которых нарезается групповая пространственная геометрия [4].

Структура групповой пространственной геометрии изложена в работе [5].

Сущность ее заключается в том, что боковая поверхность зубьев втулки выполняется из участков, геометрия каждого из которых соответствует одному из углов перекоса зубьев втулки относительно зубьев обоймы, входящих в пределы интервала компенсации. При этом поверхность зуба втулки делится на две части. Каждая из частей боковой поверхности зуба втулки образована совокупностью контактных линий. Контактные линии начинаются у вершины зуба, а заканчивается у ножки, проходя по большей части его длины. А так же все контактные линии смещены друг относительно друга, как по высоте зуба, так и по его длине [5]. Вследствие чего профиль в сечении параллельном торцу зуба отличен от эвольвентного. Кроме того, геометрические параметры профиля зуба непрерывно изменяются от сечения к сечению, если рассматривать данные сечения от торца к оси симметрии зубчатого венца.

Исходя из структуры групповой пространственной геометрии и изложенных в работе [6] технологических особенностей ее изготовления при обработке зубьев втулок зубофрезерованием по методу копирования можно говорить только о нарезании приближенной геометрии к групповой пространственной или о предварительной обработке зубчатого венца с припуском под последующую чистовую обработку.

Исходными данными для проведения теоретического исследования являются координаты контактных точек на боковой поверхности зуба втулки, составляющие совокупность контактных линий с различными значениями текущих углов поворота ψ_i и перекоса соединения ω_i .

Рассматриваемый технологический способ фрезерования групповой пространственной геометрии базируется на методе копирования с сохранением основных движений заготовки и инструмента. А именно главным движением является вращение инструмента вокруг своей оси, движение подачи – поступательное движение инструмента вдоль образующей зуба и по завершении обработки одной впадины заготовка поворачивается на один угловой шаг. Однако движение подачи должно быть взаимосвязано с нарезаемой на зубьях втулки геометрией и зависит от местоположения исходного профиля боковой поверхности зуба втулки в пространстве.

Для решения поставленной задачи разработана методика по определению траектории движения инструмента в зависимости от параметров пространственной геометрии нарезаемой на зубьях втулки. Методика реализуется в следующем порядке:

1) Определить координаты пересечения боковой поверхности зуба втулки с плоскостями, параллельными плоскости проекций x_2Oy_2 , при различных координатах z_2 . То есть определить изменение геометрической формы профиля зуба в зависимости от его местоположения по длине зуба втулки;

2) Выбрать самую протяженную линию профиля и определить ее математическую формулу методом наименьших квадратов. Выбор самой протяженной линии обусловлен тем, что она

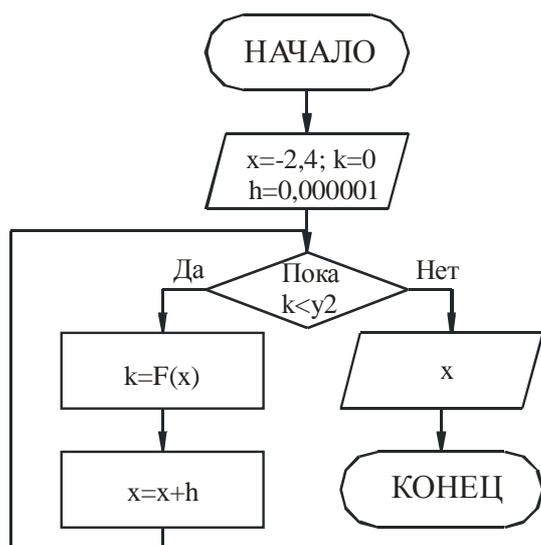


Рис. 1. Блок-схема программы для подбора координаты $x_{исх}$

должна охватывать всю высоту зуба втулки для более точного математического описания его поверхности. Так как в соответствии со структурой групповой пространственной геометрии контактные линии идут, как бы, по диагонали зуба от его вершины на оси симметрии зубчатого венца до его ножки у торца зуба втулки. И таким образом

протяженность сечений различна. А значит, возможны значительные отклонения в граничных точках, если брать в качестве исходного профиля линию меньшей длины;

3) Выполнить подбор координат $x_{исх}$ для заданного значения y_2 (текущее значение координаты, определяющей высоту зуба втулки) по программе, в основу которой положен цикл «пока». Блок-схема программы приведена на рис. 1. Подбор должен производиться по математической формуле исходного профиля, найденной ранее;

4) Определить текущее и средние значения отклонений координат x_2 от исходного профиля для различных по длине сечений зуба втулки по зависимостям:

$$\Delta x_2 = x_2 - x_{исх.пр}; \quad (1)$$

$$\Delta x_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta x_{2i}}{n}, \quad (2)$$

где x_2 - текущее значение координаты, определяющей ширину зуба втулки, которая принадлежит исследуемому сечению зуба по длине;

$x_{исх.пр}$ - координата точки на исходном профиле, найденная по программе в зависимости от текущего значения координаты y_2 ;

Δx_2 и Δx_{cp} - соответственно текущее и среднее значение отклонений координат точек, принадлежащих исследуемому сечению.

Величина Δx_{cp} определяет местоположение рассматриваемого профиля зуба по отношению к исходному профилю. Или при нарезании зубьев по рассматриваемому методу величину тангенциального смещения инструмента K_t .

5) Привести все сечения по длине зуба к исходному профилю. Для чего необходимо прибавить к координате x_2 среднее значение отклонения Δx_{cp} .

$$x_2' = x_2 + \Delta x_{cp}, \quad (3)$$

где x_2' - значение координаты x_2 исследуемого сечения при приведении его к исходному профилю;

6) Уточнить формулу исходного профиля с учетом приведенных к нему значений;

7) Повторить этапы 3 и 4. Выполняется с целью уточнения величины тангенциального смещения инструмента K_t .

Выполним расчеты по предложенной методике для всех шести геометрии зубьев ($m=2,5$ мм; $z=30$ ум) [7] при изменении $i=0, \dots, 20$ и z_2 от 0,1 до 6 мм.

По специально написанной программе в математическом пакете MathCAD 2000 определяем координаты пересечения активной боковой поверхности зуба втулки с плоскостью параллельной плоскости проекций x_2Oy_2 . Алгоритм программы аналогичен приведенному на рис. 1, однако в данном случае подбирается значение z_2 при заданных значениях ψ_i и ω_i по зависимости:

$$z_{2ij} = \frac{r_b \cos \omega_i \operatorname{tg} \frac{\omega_i}{2}}{\sin(\psi_i + \varphi_j - \varphi_c)} - \left(\left[\sin(\varphi_j - \varphi_c) - \varphi_j \cos(\varphi_j - \varphi_c) \right] \cos \psi_i + \left[\cos(\varphi_j - \varphi_c) + \varphi_j \sin(\varphi_j - \varphi_c) \right] \sin \psi_i \right) r_b \sin \omega_i, \quad (4)$$

где r_b - радиус основной окружности;

ψ_i - текущее значение угла поворота контактирующей пары зубьев;

φ_j - угол развернутости эвольвенты;

φ_c - угол смещения начала эвольвенты;

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

По полученным исходным данным выбираем для каждой геометрии самую протяженную линию и выполняем регрессию для определенной математической формулы

исходного профиля, используя программу CurveExpert 1.3. Результаты выполнения регрессии сводим в табл. 1.

Таблица 1 - Данные для определения параметров исходного профиля зуба втулки

Интервал углов ω , град	φ , рад	x_2 , мм	y_2 , мм	Математическая формула геометрии исходного профиля	S, мм	r
1	2	3	4	5	6	7
0 - 1,3	0,491509	-1,25668	39,24526	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=42,5956; b=17,0813; c=0,3347; d=-0,0261.	0,0617	0,9996
	0,413845	-1,7243	38,0986			
	0,338805	-2,0293	37,152			
	0,266339	-2,2117	36,4008			
	0,195825	-2,3072	35,8365			
	0,12741	-2,346	35,4493			
1,3-2,4	0,060664	-2,354	35,2288	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=42,2110; b=16,9982; c=0,34177; d=-0,02385.	0,0628	0,9996
	0,515521	-1,0372	39,63384			
	0,444418	-1,52115	38,5355			
	0,375048	-1,85923	37,59516			
	0,307408	-2,08114	36,81506			
	0,241439	-2,21434	36,19346			
	0,177053	-2,28362	35,726			
2,4-3,2	0,114137	-2,3111	35,40651	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=42,0795; b=17,3767; c=0,3521; d=-0,0244.	0,0673	0,9994
	0,052575	-2,31634	35,22783			
	0,520237	-0,95028	39,71347			
	0,453706	-1,41622	38,67628			
	0,388459	-1,75261	37,77341			
	0,324504	-1,98291	37,0086			
	0,261814	-2,12936	36,38255			
	0,200341	-2,21262	35,89369			
3,2-3,9	0,140023	-2,25166	35,53876	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=42,0238; b=17,8564; c=0,3624; d=-0,0259.	0,0620	0,9995
	0,080788	-2,26371	35,31327			
	0,022563	-2,26441	35,21187			
	0,509746	-0,97398	39,54442			
	0,445409	-1,40588	38,55953			
	0,382197	-1,71927	37,70054			
	0,320107	-1,93514	36,97092			
	0,259114	-2,07343	36,37168			
3,9-4,5	0,199176	-2,15282	35,90187	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=41,9295; b=18,0736; c=0,3690; d=-0,0260.	0,0642	0,9994
	0,140241	-2,19063	35,55905			
	0,082251	-2,20278	35,33963			
	0,025146	-2,20384	35,23916			
	0,512915	-0,91912	39,60609			
	0,447071	-1,36552	38,59539			
	0,382263	-1,68796	37,7145			
	0,318539	-1,90817	36,96855			
4,5-5,0	0,255916	-2,04725	36,35956	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=41,4897; b=18,5506;	0,0613	0,9995
	0,194382	-2,1252	35,88702			
	0,133907	-2,16065	35,54843			
	0,074449	-2,17077	35,33984			
	0,015954	-2,17124	35,25617			
4,5-5,0	0,532518	-0,65812	39,91282	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2}, \text{ где}$ a=41,4897; b=18,5506;	0,0613	0,9995
	0,471145	-1,1127	38,94215			
	0,41068	-1,45382	38,08146			
	0,351112	-1,69927	37,33504			
	0,29242	-1,86621	36,70526			

	0,23457	-1,97098	36,19281	c=-0,3892; d=-0,0249.		
	0,177524	-2,02897	35,79707			
	0,12124	-2,05465	35,51632			
	0,065672	-2,06152	35,34795			
	0,010777	-2,06216	35,28858			

После чего выполняем подбор координат $x_{исх}$ для заданного значения y_2 , с использованием математического пакета MathCAD 2000. По полученным данным рассчитываем текущее и средние значения отклонений координат x_2 от исходного профиля для всех сечений зуба по зависимостям (1) и (2). Проведя расчеты по зависимости (3) приводим все профили к исходному. Выполнив регрессию, полученной таким образом совокупности данных, уточняем математическую формулу профиля боковой поверхности зуба втулки. После чего повторяем этапы 3 и 4, тем самым, уточняя траекторию движения инструмента. В результате проведения расчетов получаем математические зависимости геометрии исходного профиля зуба втулки и траектории движения инструмента в пространстве. Полученные данные сводим в табл. 2.

Таблица 2 - Данные для определения геометрии режущей кромки инструмента и траектории его движения в пространстве

Интервал углов ω , град	Уточненная математическая формула геометрии исходного профиля	z_2 , мм	K_t , мм	Математическая формула траектории движения инструмента
1	2	3	4	5
0-1,3	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2},$ <p>где a=42,933102; b=17,383083; c=0,3326517; d=-0,028850.</p>	0,10	0.0035	$K_t = b_t z_2,$ <p>где $b_t=0,022354;$</p>
		0,25	0.0051	
		0,5	0.0095	
		0,75	0.0177	
		1,00	0.0219	
		1,50	0.0341	
		2,00	0.0458	
		2,50	0.0563	
		3,00	0.0664	
		3,50	0.0777	
		4,00	0.0890	
		4,50	0.1002	
		5,00	0.1112	
5,50	0.1229			
6,00	0.1354			
1,3-2,4	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2},$ <p>где a=42,23455; b=16,96182; c=0,340343; d=-0,023901.</p>	0,10	0.0064	$K_t = b_t z_2,$ <p>где $b_t=0,040487;$</p>
		0,25	0.0107	
		0,5	0.0236	
		0,75	0.0315	
		1,00	0.0366	
		1,50	0.0581	
		2,00	0.0773	
		2,50	0.1011	
		3,00	0.1225	
		3,50	0.1421	
		4,00	0.1620	
		4,50	0.1820	
		5,00	0.2026	

		5,50	0.2232	
		6,00	0.2437	
2,4-3,2	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2},$ <p>где a=42,018848; b=16,975180; c=0,345516; d=-0,022690.</p>	0,10	0.0140	$K_t = b_t z_2,$ где $b_t=0,052502;$
		0,25	0.0176	
		0,5	0.0271	
		0,75	0.0384	
		1,00	0.0482	
		1,50	0.0746	
		2,00	0.1015	
		2,50	0.1268	
		3,00	0.1550	
		3,50	0.1828	
		4,00	0.2102	
		4,50	0.2365	
		5,00	0.2637	
		5,50	0.2910	
		6,00	0.3180	
3,2-3,9	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2},$ <p>где a=42,025039; b=17,711145; c=0,359200; d=-0,025474.</p>	0,10	0.0137	$K_t = b_t z_2,$ где $b_t=0,063471;$
		0,25	0.0271	
		0,5	0.0341	
		0,75	0.0489	
		1,00	0.0598	
		1,50	0.0874	
		2,00	0.1191	
		2,50	0.1530	
		3,00	0.1844	
		3,50	0.2177	
		4,00	0.2531	
		4,50	0.2870	
		5,00	0.3203	
		5,50	0.3532	
		6,00	0.3862	
3,9-4,5	$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2},$ <p>где a=42,048075; b=18,056558; c=0,365287; d=-0,026831.</p>	0,10	0.0166	$K_t = b_t z_2,$ где $b_t=0,072132;$
		0,25	0.0242	
		0,5	0.0432	
		0,75	0.0544	
		1,00	0.0686	
		1,50	0.1001	
		2,00	0.1356	
		2,50	0.1743	
		3,00	0.2092	
		3,50	0.2465	
		4,00	0.2841	
		4,50	0.3242	
		5,00	0.3635	
		5,50	0.4021	
		6,00	0.4403	
4,5-5,0		0,10	0.0250	$K_t = b_t z_2,$
		0,25	0.0359	
		0,5	0.0484	

$y_2 = \frac{a + bx_2}{1 + cx_2 + d(x_2)^2},$ <p>где $a=41,586607;$ $b=18,537124;$ $c=0,385967;$ $d=-0,025653.$</p>	0,75	0.0683	где $b_t=0,083714;$
	1,00	0.0835	
	1,50	0.1198	
	2,00	0.1583	
	2,50	0.1942	
	3,00	0.2342	
	3,50	0.2801	
	4,00	0.3186	
	4,50	0.3618	
	5,00	0.4059	
	5,50	0.4966	
	6,00	0.5264	

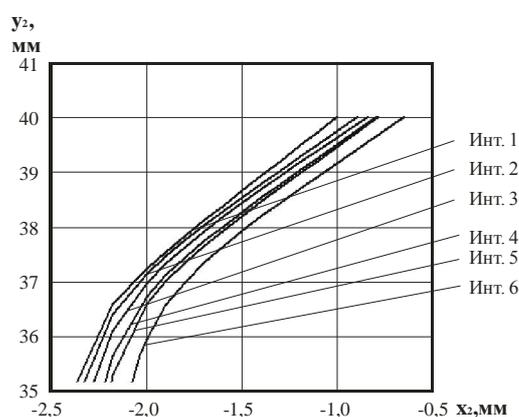


Рис. 2. Геометрия профиля зуба втулки для различных интервалов компенсации углов перекоса зубьев

По данным, представленным в табл. 2, строим профили зуба втулки (рис. 2) и графики траекторий движения инструмента в пространстве для различных интервалов компенсации углов перекоса (рис. 3).

Как видно из рис. 3 траектория движения инструмента имеет линейную зависимость, что обусловлено структурой групповой пространственной геометрии, в которой распределение углов перекоса и углов поворота также носит линейный характер. Так же она пересекает ось симметрии зубчатого венца втулки, что позволяет с одной установки обрабатывать совместно работающие в зацеплении профили зубьев.

Закономерно отличие в геометрии исходного профиля и угле наклона траектории перемещения инструмента к продольной оси втулки. Чем больше компенсируемый угол перекоса соединения, тем больше материала необходимо снять с боковой поверхности зуба втулки для получения требуемой геометрии. А, следовательно, и больше ширина инструмента и угол наклона траектории его перемещения в пространстве.

Следует так же отметить, что зависимости табл. 2 определяют профиль боковой поверхности зуба втулки после зубофрезерования. Определение геометрии режущей кромки инструмента должно осуществляться в соответствии с рекомендациями [8]. А при предварительной обработке зубьев втулки необходимо учитывать припуск на сторону зуба под последующую чистовую обработку.

Таким образом в результате проведения теоретического исследования процесса формообразования зубьев втулки с групповой пространственной геометрией зубофрезерованием методом копирования получены исходные данные для профилирования режущей кромки инструмента и математические зависимости траектории движения инструмента в пространстве. Результаты данной работы могут быть применены при разработке технологического обеспечения предварительной обработки зубчатого венца с групповой пространственной геометрией при учете припуска на последующую чистовую обработку.

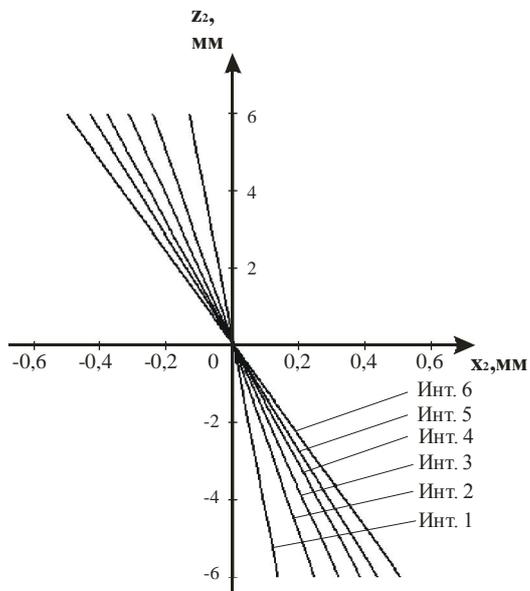


Рис. 3. Графики траекторий движения инструмента для различных интервалов компенсации углов перекоса

Михайлов А.Н. Технологические особенности изготовления зубьев втулок зубчатых муфт с групповой пространственной геометрией / В кн. Материалы шестого научно-практического семинара «Практика и перспективы развития институционального партнерства». Донецк — Таганрог: 2005, вып. №5, Книга 1. С. 132 – 136. 7. Грубка Р.М., Михайлов А.Н. Исследование распределения зазоров между зубьями втулки с групповой пространственной геометрией и эвольвентными зубьями обоймы / В кн. Материалы пятого научно-практического семинара «Практика и перспективы развития партнерства в сфере высшей школы». Таганрог — Донецк: 2004, вып. №4, Книга 1. С. 146 – 150. 8. Справочник инструментальщика //Под ред. И.А. Ординарцева. - Л.: Машиностроение, 1987. – 845с.

Список литературы: 1. Айрапетов Э. Л., Мирзаджанов Д. Б. Зубчатые соединительные муфты.- М.:Наука, 1991. - 250 с. 2. Мирзаджанов Д. Б. Конструктивные методы выравнивания зазоров и скоростей скольжения на боковых поверхностях зубьев муфт.- Вестн. машиностроения. 1986, №8, С.15-18. 3. Михайлов А.Н., Рыбина С.А., Перов Д. В., Оливер Т. Основы синтеза геометрии внутренних пространственных зацеплений с равным числом внутренних и наружных зубьев / В кн. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000. Выпуск 10.-С.149-161. 4. А. с. 68689 Украины, МКИ F16D3/18. Зубчатая муфта. Заявл. 29.09.2003. Оpubл. 16.08.2004. Бюл. №8, 2004. 5. Грубка Р.М., Михайлов А.Н. Синтез структуры групповой пространственной геометрии зубьев втулок зубчатых муфт //Прогрессивные технологии и системы машиностроения Донецк: ДонНТУ, вып. 27, 2004. С. 71 – 75. 6. Грубка Р.М.,

Сдано в редакцию 20.01.05

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

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ УРОВНЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Деньщиков А.Ю., Семенов В.М., Подлесный С.В.
(НТУ «ХПИ», ДГМА, г.Харьков, г.Краматорск, Украина)

In article the analysis of the works devoted to a question of researches of process of a relaxation of residual pressure voltage at vibratory stress relief carried spent. The phenomenological model describing process of vibrating stress relief is chosen. Residual stress after welding are designed. Are carried out theoretical and experimental researches. Results received theoretically also were experimentally compared among themselves.

Производственный опыт показал, что у сварных балок, рам, станин и других корпусных конструкций, изготовленных из простых малоуглеродистых сталей и имеющих непосредственно после сварки достаточно высокую точность размеров, после дальнейшей механической обработки, или вылеживания в течение двух-трех недель, изменялся предел допусков, и они требовали дополнительной обработки. Основной причиной таких изменений являлось наличие остаточных напряжений, неизбежно сопутствующих процессу сварки[1].

Изменение геометрических размеров интенсифицируются под воздействием монтажных, транспортных и эксплуатационных нагрузок, а также с повышением температуры. С целью увеличения стабильности геометрических размеров сварных конструкций их зачастую подвергают общей термической обработке (отпуску), требующей больших энергетических затрат. При этом, получивший распространение в последние десятилетия, способ стабилизации геометрических размеров металлоконструкций под названием вибрационная обработка (вибрационное старение), обеспечивает снижение остаточных напряжений до 50 % при общем уровне энергозатрат около 10% относительно энергозатрат на термическую обработку [2-3]. Такое снижение остаточных напряжений является вполне достаточным для большинства промышленных конструкций.

Сущность способа заключается в создании в металлоконструкции после окончательной сборки или в процессе изготовления переменных напряжений определенной величины с помощью специальных вибровозбудителей (вibrаторов). Переменные напряжения суммируются с остаточными, при этом возникает явление виброползучести, которое способствует снижению и перераспределению напряжений[4]. Процесс переползания дислокаций и пластическая деформация, сопровождающие циклическое нагружение, приводят к упрочнению материала и перераспределению уровня остаточных напряжений.

Вопросам изучения процесса вибрационной обработки посвящено большое количество статей и монографий [5-9] различных авторов. Литературный обзор показал, что большая часть публикаций посвящена экспериментальным исследованиям двух видов:

1. Вибрационная обработка простых моделей, в которых реализуется одномерное напряженное состояние (балки прямоугольного сечения, подвергаемых чистому изгибу) [10-12]. Результатом этого типа исследований является построение релаксационной кривой в координатах остаточные напряжения – время обработки(количество циклов).

2. Вибрационная обработка промышленных изделий сложной формы[13-15]. Результаты этого типа исследований фактически представляли собой подтверждение факта снижения общего уровня остаточных напряжений в нескольких точках, общее количество, которых не превышало десяти.

При этом нет описания моделей, позволяющих определять остаточные напряжения в процессе релаксации. В имеющихся публикациях описаны либо общие принципы создания таких моделей [16], либо приводятся зависимости позволяющие оценить общий уровень снижения остаточных напряжений, а не рассчитать сами напряжения после виброобработки [10,17-18].

Таким образом, имеется необходимость создания математической модели поликристаллического материала, подвергаемого вибрационному старению и проведения экспериментальных исследований на конструкциях простой формы, при которой можно однозначно определить все компоненты тензора напряжений в произвольной точке, подтверждающих правильность полученных зависимостей. В данной работе в качестве таких конструкций рассматриваются сварные балки таврового (рис.1) поперечного сечений с габаритными размерами 100×140×1000 мм сваренные из листового проката стали Ст.3, толщиной 8 мм.

Теоретические исследования

Остаточные сварочные напряжения рассчитывались по методу В. С. Игнатъевой [19], в соответствии с которым, предполагается мгновенная укладка шва по всей длине. При этом линии сварочных швов считались линиями нагрева до температуры, соответствующей температуре сварки. По величине интенсивности вычисленных напряжений σ_i определялась граница области развития пластических деформаций с учетом зависимости предела текучести металла от температуры. Вычислялись сами компоненты пластических деформаций на основе теории упругопластических деформаций. Поле найденных пластических деформаций в момент времени t_p является полем начальных пластических деформаций, по которым затем путем применения теоремы о разгрузке для нормальной температуры тела определяются остаточные деформации и напряжения. Тело считалось идеально упруго-пластическим.

В основе теории, описывающей механизм вибрационного старения, лежит предположение о том, что пластическое течение имеет волновой характер [20-22]. При этом считается, что пластическая деформация – это совокупность последовательно протекающих элементарных релаксационных актов, в ходе которых, в области вблизи концентраторов напряжений, зарождаются сдвиги. Следствием этого является локальное снижение напряжений [23]. При составлении математической модели материала за основу было взято предположение ряда авторов [5,17] о том, что механизм вибрационного старения имеет характер сходный с механизмом термической релаксации напряжений. Основываясь на данном утверждении, а также опираясь на работы [23,24] зависимость изменения остаточной пластической составляющей деформации ϵ^p в процессе релаксации от количество циклов N , была описана следующим образом [25].

$$\frac{d\epsilon^p}{dN} = C e^{(a(\tilde{\sigma} + \sigma_a)/\sigma_{-1})} \tilde{\sigma} \quad (1)$$

где C и a - константы, определяемые из простого эксперимента (например испытаний на чистый изгиб); $\tilde{\sigma}$ - остаточные напряжения, σ_{-1} - предел усталости материала; σ_a - амплитудное значение динамических напряжений, создаваемых источником вибрации.

При модификации феноменологического выражения (1) для случая сложного напряженного состояния было взято за основу предположение, что скорость релаксации при сложном напряженном состоянии зависит от интенсивности напряжений в материале [26]. Учитывая, что интенсивность напряжений пропорционально второму инварианту тензора напряжений изменения элементов девиатора тензора остаточной

пластической составляющей деформации ϵ_{ij}^p в процессе релаксации от количества циклов N , принимает вид:

$$\frac{d\varepsilon_{ij}^p}{dN} = Ce^{\left(\frac{a\sqrt{J_2(\tilde{\sigma} + \sigma_a)}}{\sigma_{-1}}\right)} \tilde{S}_{ij}, \quad (2)$$

где $\tilde{\sigma}_{ij}$ - элементы тензора остаточных напряжений, \tilde{S}_{ij} , ε_{ij}^p - элементы девиатора тензора напряжений и пластических деформаций соответственно, σ_a - тензор амплитудных значений динамических напряжений, создаваемых источником вибрации, $J_2(\tilde{\sigma} + \sigma_a)$ - второй инвариант девиатора суммы остаточных и динамических напряжений.

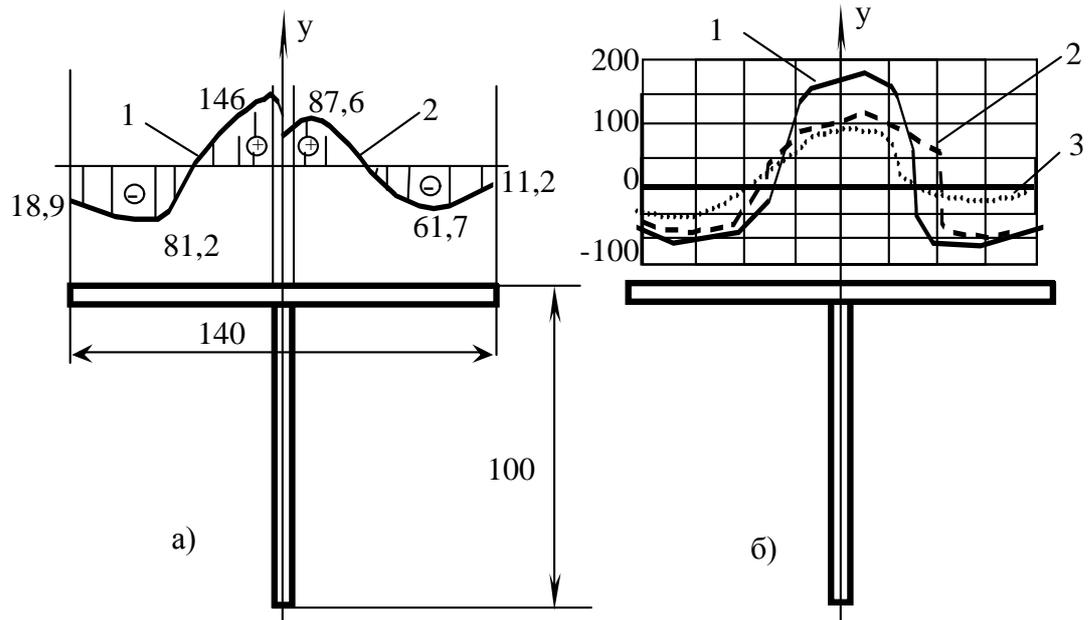


Рис. 1. Поперечное сечение балки и эпюры остаточных напряжений σ_z .
 а) Рассчитанные теоретически. б) Полученные экспериментально. 1- после сварки, 2- вибрационной обработки (20000 циклов), 3 - после термообработки

Поле действующих динамических напряжений рассчитывалось как напряжения в балке при вынужденных колебаниях с частотой равной первой резонансной частоте (150,44 Гц). Амплитуда вынуждающей силы равнялась 15 кН.

Расчет процесса вибрационного старения был произведен с использованием метода конечных элементов разработанным программным комплексом. Разбивка на конечные элементы производилась с использованием программного комплекса "COSMOS/M". При этом коэффициенты релаксации были приняты равными $C=1,7 \times 10^{-11}$, $a=3,7$. Полученные эпюры остаточных напряжений вдоль верхней полки балки в сечении при $z = 0,5$ м, где z - ось балки, приведены на рис. 1а.

Экспериментальные исследования.

Полученные результаты были проверены экспериментально. Для этой цели были изготовлены по приведенным размерам шесть тавровых балок.

Сварку вели в среде CO_2 проволокой СВ-08Г2С диаметром 2мм. Одну часть балок подвергали после сварки термической обработке - отпуску при температуре $500-600^0$ С, другую- вибрационной обработке на резонансных частотах в подвешенном состоянии (рис 2). Продолжительность обработки определяли по стабилизации тока нагрузки двигателя. Напряжения измерялись прибором ИОН-4м и рентгеноструктурным методом. Результаты измерений приведены в виде эпюр остаточных напряжений σ_z (рис.1б), где ось z - продольная ось балки.

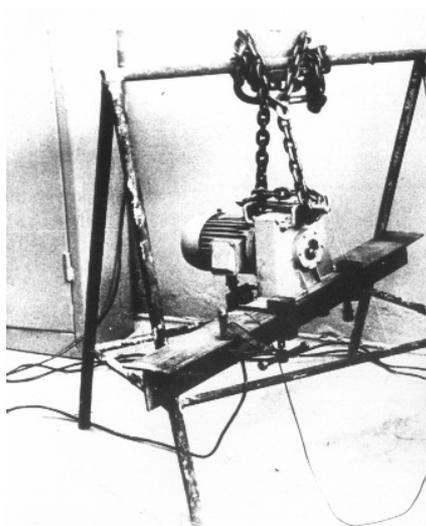


Рис. 2. Схема закрепления

Сравнивая рассчитанные и полученные экспериментально значения остаточных напряжений можно отметить, что численные значения и характер эпюр весьма близки. Расхождение для максимальных значений не превышает 6%, что находится в пределах допустимой погрешности. Отличия в характере эпюр в центре может быть объяснен тем, что применяемые методики измерения остаточных напряжений являются интегрирующими то есть показывают некоторое усредненное значение в пределах определенной площадке и поэтому не зафиксировали резкое падение напряжений в точке при $x=0$. Оценивая экономическую эффективность метода вибрационного старения можно отметить, что после вибрационной обработки было зафиксировано снижение остаточных напряжений в среднем на 25 %, примерно такую же величину показал и теоретический расчет. Полученные, для сравнения величины остаточных напряжений после термической обработки уменьшилось на 45-50%. При этом вибрационное старение дает практически десятикратную экономию, как времени, так и энергоносителей.

Полученные результаты могут быть использованы для проверки различных математических моделей, описывающих поведение конструкции подвергаемых вибрационному старению. Дальнейшим развитием данной исследовательской работы предполагается создание методики расчета процесса вибрационного старения, которая позволит априорно производить выбор параметров вибрационного старения (амплитуду и место приложения вынуждающей силы, время обработки, условия закрепления), в то время как сейчас эти параметры выбираются исключительно на основании личного опыта экспериментатора.

Список литературы: 1. Мороз Л.С. Механика и физика деформаций и разрушения материалов. - Л.: Машиностроение, 1984. - 223 с. 2. Недосека А.Я. Грузд А.А., Зубченко О.И., Ищенко С.Б. Эффективность методов снижения остаточных сварочных напряжений // Автоматическая сварка. 1974. № 3. с 66-69. 3. Горенко В.Г., Русаков П.В. Статические и динамические способы снижения уровня остаточных напряжений и стабилизации размеров отливок//в кн. Повышение надежности и долговечности литых деталей: сборник научных трудов/ АН УССР Институт проблем литья – К., 1987. с 23-39. 4. Скаковский В.Д. Разработка технологии вибрационной обработки сварных конструкций балочного типа/ автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н., К., 1987. 16 с. 5. Рагульскис К.М. и др. Вибрационное старение. Л.: Машиностроение. 1987.72с. 6. Анистратов В.Д., Гини Э.Ч. Вибрационное старение корпусных чугунных деталей станков: Обзор., - М. НИИМАШ, 1981. 36с. 7. Иванова Г.Н., Могильнер М.Н., Полнов В.Г., Чикадили О.Г. Вибростабилизирующая обработка металлических деталей. - Алма-Ата, 1987,-61с. 8. Лащенко Г.И. Вибрационная обработка сварных конструкций. – К.: «Экотехнология», 2001.- 56 с. 9. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка сварных и литых деталей в машиностроении. Теория, исследования, технология.– Краматорск: ДГМА, 2004. - 168с. 10. Полнов В.Г., Могильнер М.Н., Определение режимов вибрационной обработки сварных конструкций с целью снижения остаточных напряжений/Сварочное Производство. 1984, №2, с, 32-33. 11. Оленин Е.П., Аверин А.С., Добротина Е.В., Алексеев О.К., Снижение виброобработкой остаточных напряжений в сварных элементах//Сварочное Производство. 1983, №5, С. 11-13. 12. Дегтярев В.А., Оценка влияния виброобработки на долговечность сварных соединений малоуглеродистой стали// Проблемы прочности. 1999 №2. С. 106-114. 13. Дрыга А.И.,

Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных корпусных деталей электрических машин//Тяжелое машиностроение 1992 № 8, С. 23-25. **14.** Шпеер Ф.З., Панов В.И., Вибрационная обработка сварных крупногабаритных конструкций с целью уменьшения деформаций и склонности к образованию трещин//Сварочное Производство. 1983, №5, С. 13-15. **15.** Зубченко О.И., Грузд А.А., Орехов Г.Т., Состин А.Г., Применение вибрационного нагружения для снятия остаточных напряжений в сварных рамах//Автоматическая сварка 1974 №9 С.20-24. **16.** Дрыга А.И., Кузьмин М.А. Расчетная модель пластичного упрочнения и разупрочнения при вибровоздействиях для снижения остаточных напряжений, вызванных обработкой давлением // Сб. науч. тр. ДГМА. – Краматорск, 2001. – С. 412-414. **17.** Колот А.В. Повышение надежности технологии вибростабилизирующей обработки на основе оптимизации ее режимов/ Диссертация на соискание ученой степени к. т. н., К., Киевский Политехнический Институт, 1997. **18.** Нашивочников В.В. Разработка и исследование метода устранения деформаций вибрацией с нагружением/ автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н., М., МВТУ им. Баумана, 1978. **19.** Игнатьева В.С. Распределение собственных напряжений в пластинах сваренных встык за один проход // Сварочное производство, 1956, №3, с. 12-17. **20.** Йоффе А.Й. Избранные труды в 2т: т1.Механические и электрические свойства кристаллов. Л., 1974 326с. **21.** Панин В.Е., Лихачев В.А., Гриняев Ю.В. Структурные условия деформации твердых тел.- Новосибирск., 1985. 226 с. **22.** Данилов В.И. и др. Волновые эффекты при пластическом течении поликристаллического алюминия.//ФММ. 1991..№ 3 с.188-194. **23.** А.М. Борздыка, Л.Б. Гецов. Релаксация напряжений в металлах и сплавах. М., 1978. 256с. **24.** Лепин Г.Ф. Ползучесть металлов и критерии жаропрочности М. 1976. 343с. **25.** Деньщиков А.Ю, Львов Г.И., Моделирование процесса снижения остаточных напряжений посредством вибрационной обработки (одноосные задачи). Вестник Национального технического университета "ХПИ", сборник научных трудов, тематический выпуск «Динамика и прочность машин» №8, 2003, т. 2., Харьков, 2003, с.55-60. **26.** Губкин С.И. Пластическая деформация металлов т.2: физико-химическая теория пластичности - М. Металлургиздат, 1976. - 416 с.

Сдано в редакцию 07.02.05

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

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПЛАЗМЫ ОБЪЕМНОГО РАЗРЯДА С ЖИДКИМ КАТОДОМ С МЕТАЛЛАМИ И ИХ СПЛАВАМИ

Дзюба В.Л., Дмитриев П.Ю. (ВНУ им.В.Даля, г.Луганск, Украина)

The results of an experimental study of physicomachanical properties of interaction of plasma of the charge with the liquid cathode with metal surfaces are presented. It is shown that there are the optimum modes of processing to increase microhardness and to reduce of value of a roughness simultaneously. Recommendations for practical application of the received results for the technological purposes are presented.

Одним из наиболее перспективных направлений современного производства является внедрение интенсивных технологий обработки металлов и их сплавов высококонцентрированными источниками энергии, в частности объемным электрическим разрядом, возникающим между электролитным и металлическим электродами. В литературе такой разряд получил различные названия: тлеющий, диффузионный, высоковольтный тлеющий, объемный, однородный, самостоятельный, неконтрагированный, парогазовый. Основное отличие этого типа разряда от дугового определяется его диффузионным характером и способностью возбуждать низкотемпературную плазму в значительном объеме (отсюда наиболее часто употребляемое название - объемный разряд). Уникальные свойства объемного электрического разряда в жидкости предопределяют интерес к его исследованию и развитию технологического направления, которое получило название электролитно-плазменной обработки (ЭПО). Среди традиционных методов термической обработки положительно зарекомендовали себя такие методы ЭПО как электролитно-плазменный нагрев металлов и сплавов в электролите, электролитно-плазменная закалка, микродуговое окисление, электролитно-плазменная очистка и электролитно-плазменное полирование. Электролитно-плазменные методы обработки металлических поверхностей изделий являются перспективными ресурсосберегающими технологиями, которые основаны на использовании электролитно-разрядного эффекта, вызванного действием низкотемпературной плазмы. Под воздействием такой плазмы изменяется микроструктура поверхностного слоя материалов, происходит их легирование, рафинирование, удаление поверхностных дефектов, повышение адгезионных свойств.

Несмотря на большие возможности и перспективы использования данного разряда в различных отраслях промышленности, физика объемного электрического разряда между жидким (электролит) и твердым (обрабатываемое изделие) электродами практически не изучена, недостаточными являются данные о механизме взаимодействия плазмы объемного разряда с поверхностями различных металлов и их сплавов. Известные методы ЭПО мало изучены, а в литературе недостаточно данных о технологических режимах указанных процессов [1-3]. Таким образом, целью данной работы является исследование поверхности металлических изделий при взаимодействии их с плазмой объемного электрического разряда и установление оптимальных технологических режимов электролитно-плазменной обработки. Для выполнения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

- исследовать объемный электрический разряд между поверхностью металлических изделий и жидким электродом на водной основе в зависимости от его входных и внутренних параметров;
- изучить основные физико-механические свойства (шероховатость и микротвердость) поверхностей, обработанных плазмой объемного разряда;
- дать рекомендации по практическому применению методов ЭПО для

технологических целей.

Установление закономерностей модификации поверхностей твердых тел при обработке плазмой разряда с жидким катодом проводилось в зависимости от входных параметров (величин мощности разряда и межэлектродного расстояния, состава электролита), а также от внутренних параметров разряда (величин напряжения разряда и тока). Исследования проводились когда в качестве электролита использовалась техническая вода. Зависимости шероховатости образцов от расстояния до обрабатываемой детали, длительности обработки, теплового потока, марки материала, представлены на рис. 1 - 2. Параметр δR_a , характеризующий изменение шероховатости изделия, определялся из соотношения:

$$\delta R_a = \frac{R_{a0} - R_a}{R_{a0}} \cdot 100\%$$

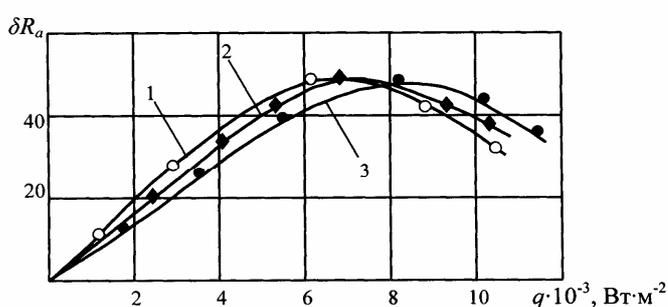


Рис.1. Зависимости изменения шероховатости изделия от теплового потока: 1–медь М1, $l=2,5$ мм; 2–сталь 20X13, $l=2$ мм; 3–титан, $l=1,5$ мм; $\tau=40$ мин

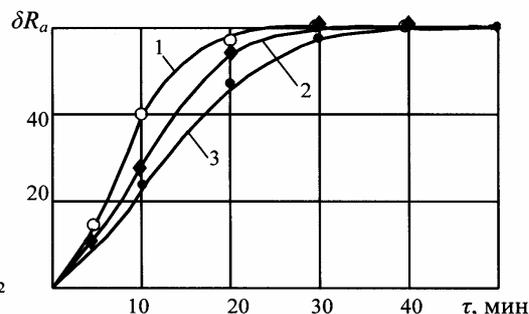


Рис. 2. Зависимости изменения шероховатости изделия от времени обработки: $l=2$ мм: 1 – медь М1; 2 – сталь 20X13; 3 – титан

Аналогичные зависимости с уменьшением шероховатости на один - полтора класса получены для всех металлов и сплавов, однако режимы плазменной обработки для каждого материала индивидуальные. При этом следует учитывать, что одним из важнейших параметров обработки является температура нагрева образца ($T_{обр}$). Контроль за $T_{обр}$ необходим для того, чтобы избежать перегрева образца, который, в свою очередь, может привести к укрупнению зерна, изменению фазового состава вещества и, как следствие, повышению шероховатости. Так, например, нагрев титановых образцов до температуры 980 К приводит к появлению крупнозернистой структуры и снижению класса шероховатости. Учитывая этот фактор, с целью достижения максимального уменьшения шероховатости, для меди тепловой поток составил $6,7 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², для стали - $7,4 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², для титана - $8,2 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻². Как видно из рис. 1, уменьшение шероховатости происходит монотонно с возрастанием теплового потока и, достигнув максимума, достаточно плавно уменьшается. Таким образом, максимальное увеличение класса шероховатости происходит при обработке с тепловыми потоками $6,5 \cdot 10^{-3}$ - $8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻².

Основным процессом при электролитно-плазменном полировании является бомбардировка поверхности отрицательными ионами плазмы и электронами. Для эффективного электролитно-плазменного полирования требуются ионы с определенной энергией, которая должна превышать пороговые значения энергии распыления [4]. Длительность плазменного воздействия составляет 30-40 мин (рис. 2). При электролитно-плазменном полировании максимальный результат достигается за определенный промежуток времени. Поверхность после плазменного воздействия становится более однородной, уменьшается высота микронеровностей, удаляются с поверхности примесные дефекты. Наиболее эффективно применять электролитно-плазменное

полирование при исходной поверхности не менее 8-9 класса шероховатости. При этом за 30-40 мин плазменного воздействия достигается $R_a = 0,25 - 0,2$ мкм. Существенную роль при выборе режима электролитно-плазменного полирования играет расположение изделия относительно катода. Найдены оптимальные расстояния для каждого вида металла, которые лежат в интервале от 1,5 до 2,5 мм (рис. 3).

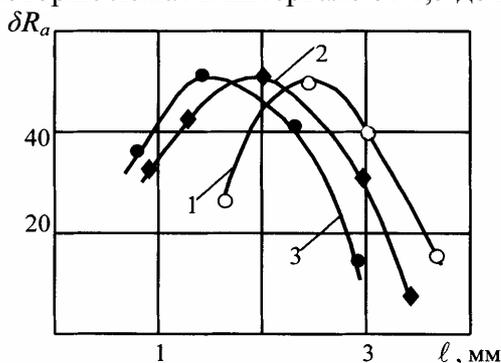


Рис. 3. Зависимости изменения шероховатости изделия от межэлектродного расстояния: 1 – медь М1; 2 – сталь 20Х13; 3 – титан

и микротвердость. Продолжительность обработки для достижения наибольшего повышения износостойкости (на 25-30%) составляет 25 минут.

На основании металлографических исследований установлено, что глубина модифицированного слоя составляет 0,02-0,03 мм (рис. 4). Результаты измерения

микротвердости \tilde{H}_n образцов металлов с различной предварительной обработкой поверхности (после шлифовки, полировки, поверхностного пластического деформирования) показывают

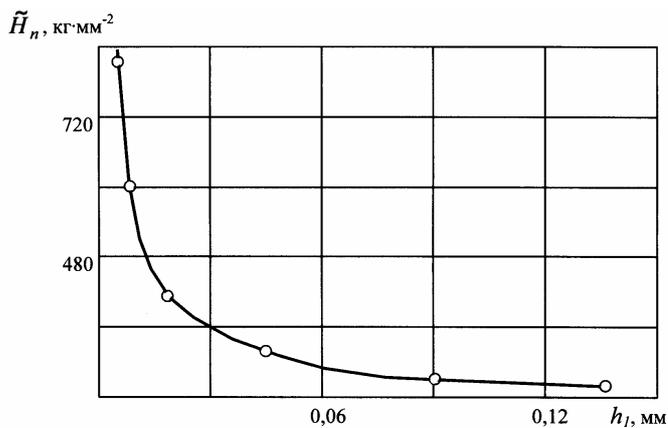


Рис. 4. Распределение микротвердости по глубине поверхностного слоя стали 20Х13 после обработки в разряде; $q = 8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², $l = 2$ мм, $\tau = 40$ мин

увеличение ее в 1,5-2 раза. Типичная зависимость изменения микротвердости от теплового потока представлена на рис. 5. В начальном участке кривой при $q \leq 8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻² происходит возрастание микротвердости, а её максимальное значение соответствует $q = 8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻².

Затем \tilde{H}_n начинает уменьшаться и при $q = 11 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻² достигает минимального значения, при этом образец нагревается до температуры 350°C, а после обработки при такой же температуре происходит низкотемпературный отпуск. При более высоких значениях теплового потока начинает преобладать процесс обычной термообработки и наблюдается монотонное повышение микротвердости.

С увеличением продолжительности плазменного воздействия микротвердость повышается (рис. 6). Максимальное значение получено при $\tau = 40$ мин. Дальнейшее увеличение времени обработки к изменению микротвердости не приводит.

Результаты, полученные при плазменной модификации поверхности с целью уменьшения ее шероховатости, показывают, что с помощью обработки плазмой разряда с жидким катодом можно осуществлять электролитно-плазменную очистку.

Исследования по установлению влияния плазменного разряда с жидким катодом на физико-механические характеристики поверхности изделий, работающих в условиях знакопеременных нагрузок, проводились на специальных образцах по отраслевым методикам. С этой целью изучались усталостные характеристики, остаточные напряжения, механические свойства и

показывают увеличение ее в 1,5-2 раза. Типичная зависимость изменения микротвердости от теплового потока представлена на рис. 5. В начальном участке кривой при $q \leq 8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻² происходит возрастание микротвердости, а её максимальное значение соответствует $q = 8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻².

Затем \tilde{H}_n начинает уменьшаться и при $q = 11 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻² достигает минимального значения, при этом образец нагревается до температуры 350°C, а после обработки при такой же температуре происходит низкотемпературный отпуск. При

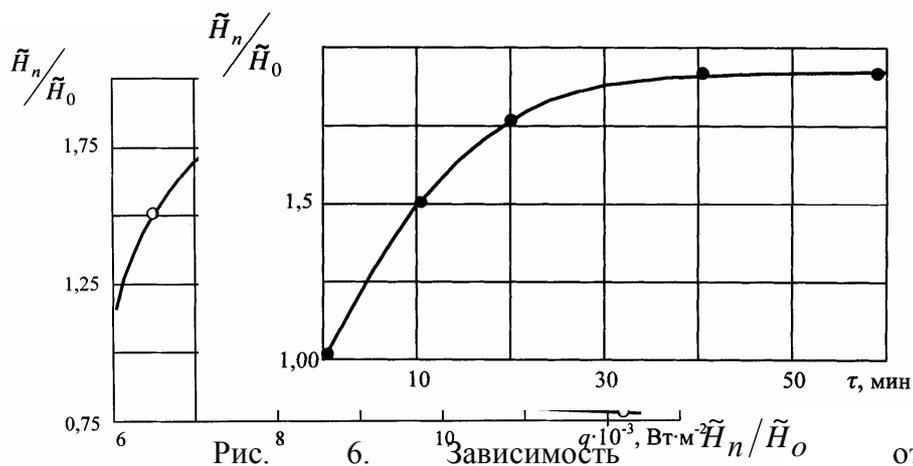


Рис. 5. Зависимость относительного изменения предела выносливости изделия из стали 20X13 от продолжительности плазменного воздействия (сталь 20X13) от теплого воздействия (сталь 805) ($l = 2$ мм, $\tau = 40$ мин)

Остаточные напряжения после плазменной обработки в режимах, при которых происходит повышение износостойкости, становятся сжимающими. После упрочнения плазмой данного разряда в поверхностном слое образуются сжимающие остаточные напряжения от 50 до 650 МПа. Температура на изделии устанавливается 150 - 400°C в зависимости от вида металла. На рис. 7 представлены эпюры остаточных напряжений образцов с плазменным воздействием в сравнении с изделиями, подвергнутыми ручной полировке, а также поверхностно-пластической деформации (ППД). В зависимости от режима плазменной обработки имеется подслоный максимум – 350-800 МПа на глубине до 20 мкм с изменением знака на глубине 145 – 270 мкм. Эпюры остаточных напряжений после упрочнения ППД более плавные, чем после ручной полировки. До глубины 40-80 мкм величина сжимающих остаточных напряжений снижается в меньшей степени, чем у полированных образцов без упрочнения. Максимальные значения остаточных напряжений после плазменного воздействия залегают ближе к поверхности, чем после упрочнения ППД, и их распределение по глубине более плавное, кроме того они имеют большую глубину изменения знака.

На поверхности, в основном, происходит локальное оплавление микровыступов, приводящее к залечиванию микропор и микротрещин и удаление примесных дефектов. Кроме того, на глубину до 100 А обнаружены внедренные атомы азота, что способствует искажению кристаллической решетки и создает наклеп в поверхностном слое.

При значениях величины плотности тока $j = 10^4$ А·м⁻² происходит взаимодействие с поверхностью детали значительно большего числа ионов в единицу времени, чем при электролитно-плазменном полировании ($j = 5 \cdot 10^3 - 10^3$ А·м⁻²). Это приводит к тому, что

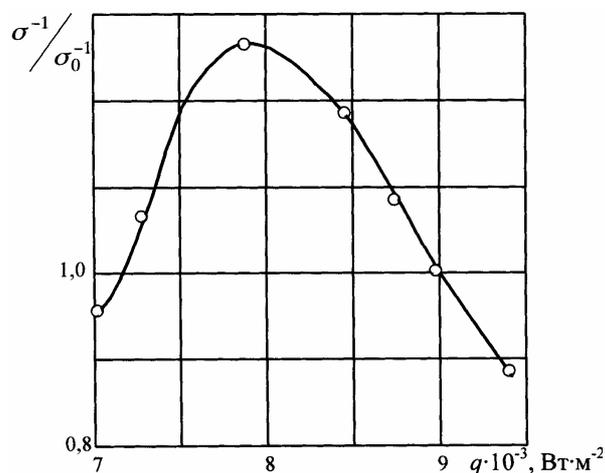


Рис. 7. Зависимость относительного изменения предела выносливости изделия из стали 20X13 от теплого

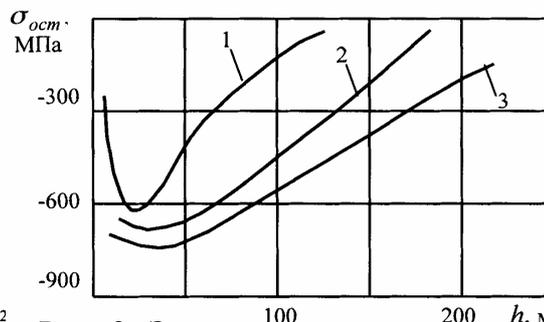


Рис. 8. Эпюры остаточных напряжений в поверхностном слое металла (сталь 20X13) после различных видов обработки: 1 – ручная полировка; 2 – ППД; 3 – обработка плазмой объемного

кристаллическая решетка твердого тела непрерывно получает порции дополнительной энергии, и, как показано в работах [5,6], в металлах с внедренными атомами плазмообразующего газа азота происходит дефектообразование. При этом дефекты, например, дислокации, распространяются вглубь твердого тела за счет передачи энергии атомами и ионами плазмообразующего газа поверхностному слою. Полученная атомами твердого тела энергия достаточна для нарушения связей в кристаллической решетке (выше энергии связи). За счет этого происходят процессы разупорядочения структуры, развития дефектов. Такие процессы продолжаются перераспределением остаточных напряжений на значительной глубине и созданием в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений. Усталостная прочность, за счет наведения на глубине до 200 мкм сжимающих напряжений, возрастает на 25-35%. Как видно на рис. 8 происходит увеличение усталостной прочности, характеризующееся повышением предела выносливости и долговечности для стали 20X13 при $q = 7,8 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², $\ell = 2$ мм, $\tau = 40$ мин. Кривая носит немонотонный характер. При малых значениях q происходит незначительная термообработка. При высоких значениях q происходит низкотемпературный отпуск.

Обобщая результаты исследования изменения физико-механических свойств при взаимодействии металлических образцов с плазмой разряда с жидким катодом, можно сделать следующие выводы. Существуют оптимальные режимы обработки при которых происходит одновременное увеличение \tilde{H}_n и δR_a . При этом в поверхностном слое наводятся сжимающие остаточные напряжения, и предел выносливости повышается. В этом случае шероховатость поверхности уменьшается до одного класса, а микротвердость увеличивается приблизительно на 30%. Режим плазменной обработки при этом следующий: $q = 7,8 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², $\ell = 2$ мм, $\tau = 40$ мин, жидкий катод - техническая вода. Найдены параметры плазменной обработки, позволяющие либо увеличить микротвердость, либо уменьшить шероховатость поверхности. Так при $q = 7,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², $\ell = 2$ мм, $\tau = 40$ мин шероховатость поверхности с 0,54 мкм уменьшилась до 0,25 мкм. При этом \tilde{H}_n осталась на исходном уровне. Плазменная обработка в режиме $q = 8,5 \cdot 10^{-3}$ Вт·м⁻², $\ell = 2$ мм, $\tau = 40$ мин позволяет увеличить микротвердость с 320 кг·мм⁻² до 840 кг·мм⁻², шероховатость до и после обработки 0,54 мкм. Таким образом, проведенный комплекс исследований выявил режимы обработки, которые можно рекомендовать для технологических целей.

Список литературы: 1. Тюрин Ю.Н., Жадкевич М.Л., Головенко С.И. Электролитно-плазменная обработка изделий из стали // В сб. докладов II Международного симпозиума «Оборудование и технология термической обработки металлов и сплавов в машиностроении». – Харьков, 2001. – с. 160-166. 2. Электролитно-плазменная закалка дисковых пил / А.Н.Тюляпин, Ю.Н.Тюрин, А.И.Трайно и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1998. -№1. – С.9-11. 3. Самотугин С.С., Лещинский Л.К. Плазменное упрочнение инструментальных материалов. – Донецк: Новый мир, 2003. – 340 с. 4. Технология тонких пленок (Справочник). Пер. с англ. // Под ред. Л.Майселла, Р.Глэнга. – М.: Сов. радио, 1977. – 664 с. 5. Распыление твердых тел ионной бомбардировкой. Физическое распыление одноэлементных твердых тел. Пер. с англ. // Под ред. Р.Бермана. – М.: Мир, 1984. – 336 с. 6. Диденко А.Н., Лигачек А.Е., Курагин И.В. Воздействие пучков заряженных частиц на поверхность металлов и сплавов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 183 с.

Сдано в редакцию 21.01.05

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАГРЕВА ЗАГОТОВКИ ПРИ ПЛАЗМЕННО–МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ

Дзюба В.Л., Корсунов К.А., Гаврыш В.С. (ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина)

The questions it is considered connected to optimization of plasma-machining, namely research of two her basic parameters: effective efficiency and effective specific capacity of plasma heating are presented in the article.

Плазменно-механическая обработка (ПМО) позволяет увеличить производительность процесса резания труднообрабатываемых сталей и сплавов в 4–6 раз за счет предварительного разупрочнения срезаемого слоя плазмой [1–4]. В настоящее время в промышленных условиях находят применение такие способы ПМО, как плазменно-механическое точение, фрезерование, строгание и др. Для оптимизации процесса требуется отработка режимов, которые зависят от следующих параметров: диаметра сопла, расхода плазмообразующего газа, напряжения и тока дуги, КПД использования тепловой мощности, положения плазмотрона, скорости вращения заготовки и др. Одними из основных параметров является эффективный КПД $\eta_{\text{Э}}$ и эффективная мощность $q_{\text{Э}}$, характеризующие степень использования тепла дуги на нагрев заготовки. Поэтому исследования по определению влияния рабочих параметров на эти величины является актуальной задачей. В работе [5] представлены результаты исследований, которые проводились плазмотроном прямого действия ПВР–402У4. Применение плазмотронов прямого действия имеет ряд недостатков, связанных с пережогами и изменением структуры материала, срывом дуги, низким ресурсом и надежностью конструкций. Использование плазмотронов косвенного действия позволяет устранить некоторые из этих трудностей. Поэтому целью данной работы является изучение влияния плазменно-механической обработки при использовании плазмотронов косвенного действия на эффективный КПД и эффективную мощность.

В качестве генератора плазменной струи применялся линейный плазмотрон косвенного действия мощностью до 50 кВт, разработанный авторами и состоящий из катодного, анодного узлов и межэлектродной вставки (рис. 1). Проектирование плазмотрона выполнено с помощью системы трехмерного твердотельного параметрического проектирования Компас–3D. Для ввода плазмообразующего газа (воздуха) в разрядный канал предусмотрены две камеры с отдельной подачей газа G_1 и G_2 . В качестве катода используется гафниевый или циркониевый стержень диаметром 4 мм, диаметр разрядного канала 7 мм. Ресурс работы которого составляет более 50 часов.

Экспериментальные исследования электрических и тепловых характеристик плазмотрона проводились при расходе рабочего газа (воздуха) $G = (1,3–3,7) \cdot 10^{-3}$ кг/с, силе тока дуги $I = 60–180$ А. Напряжение на дуге измерялось электростатическим вольтметром (кл. точн. 0,2), сила тока – милливольтметром (кл. точн. 1,5), расход плазмообразующего газа и охлаждающей воды – ротаметром (РС-5), а температура охлаждающей воды – спиртовым термометром с точностью до 0,5° С.

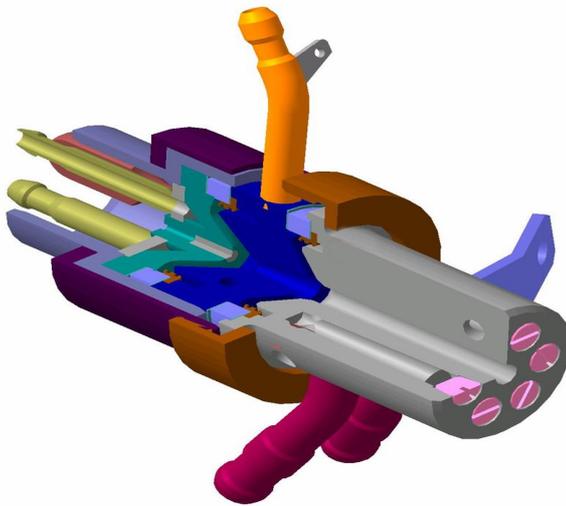


Рис. 1. Разработанный плазмоторн

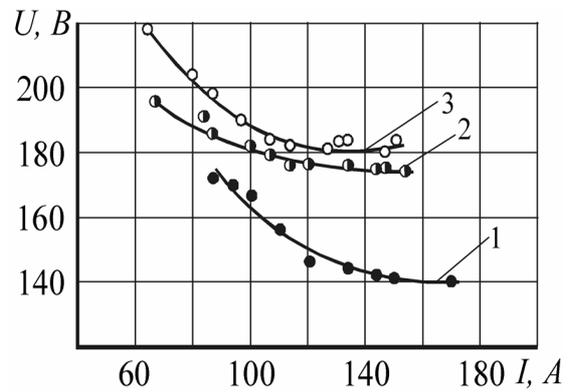


Рис. 2. Вольт-амперные характеристики при $G_1 = G_2$, $G = G_1 + G_2$: 1 – $G = 1,2 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 2 – $G = 2,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 3 – $G = 3,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с

Как следует из рис. 2, применение межэлектродной вставки способствует повышению напряжения на дуге и, начиная с некоторого значения силы тока, вольт-амперные характеристики становятся восходящими (например, кривая 3 при $I > 130$ А). При расходе рабочего газа $G = 1,2 \cdot 10^{-3}$ кг/с (кривая 1) вольт-амперная характеристика падающая, объясняющиеся шунтированием дуги в канале плазмоторна. Исследования показали, что плазмоторн устойчиво и стабильно работает в указанных диапазонах изменения рабочих параметров.

Тепловые характеристики плазмоторна определялись методом калориметрирования (рис. 3). Из приведенных графиков видно, что тепловой КПД η увеличивается с повышением расхода рабочего газа, достигая при $I = 60$ А и $G = 3,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с максимального значения $\eta = 0,62$.

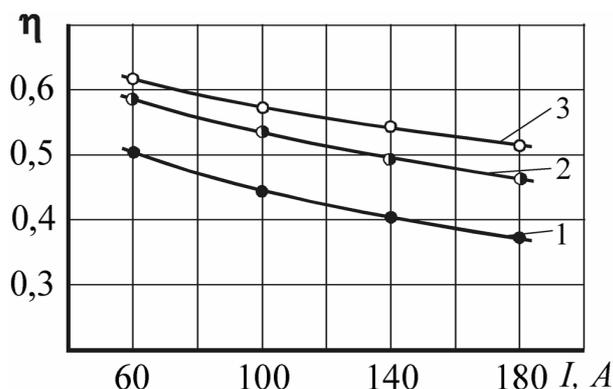


Рис. 3. Зависимость теплового КПД от рабочих параметров: 1 – $1,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 2 – $2,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 3 – $3,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с при $G_1 = G_2$, $G = G_1 + G_2$

На рис. 4 показано расположение плазмоторна на токарном станке типа ИТ-1М при осуществлении плазменно-механического точения заготовок из стали 12Х18Н10Т. Для установки плазмоторна на токарный станок было разработано специальное крепежное устройство, позволяющее регулировать расстояние между соплом плазмоторна и обрабатываемой заготовкой в зависимости от технологической задачи.



Рис. 4. Экспериментальная установка для ПМО материалов

Эффективную мощность плазменного нагрева заготовки можно определить по известной зависимости [6]:

$$q_{\text{Э}} = 0,235 \cdot \eta \cdot I \cdot U. \quad (1)$$

Введем эффективный КПД нагрева заготовки плазменной струей:

$$\eta_{\text{Э}} = \frac{q_{\text{Э}}}{q}, \quad (2)$$

где q – мощность плазматрона.

В ходе экспериментов изучалось влияние на эффективный КПД и эффективную мощность плазменного нагрева силы тока дуги и расхода плазмообразующего газа.

Было установлено (рис. 5), что изменение силы тока ($I = 60\text{--}180$ А) приводит к уменьшению $\eta_{\text{Э}}$ от 13,5% до 11,3%, а $q_{\text{Э}}$ увеличивается от 1,9 до 3,0 кВт. Это обусловлено повышением мощности струи с ростом тока. Увеличение расхода плазмообразующего газа ($G = (1,3\text{--}3,7) \cdot 10^{-3}$ кг/с, где $G_1 = G_2$, $G = G_1 + G_2$) приводит к росту $\eta_{\text{Э}}$ от 9,0 до 12,7% и $q_{\text{Э}}$ от 2,0 до 3,7 кВт (рис. 6).

Таким образом, результаты проведенных исследований позволяют определить наиболее эффективные технологические режимы плазменно-механической обработки материалов и рекомендовать к использованию в промышленности разработанную нами конструкцию плазматрона.

Рис. 5. Зависимости эффективной мощности плазменного нагрева заготовки (1) и эффективного КПД (2) от силы тока при $G = 2,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с

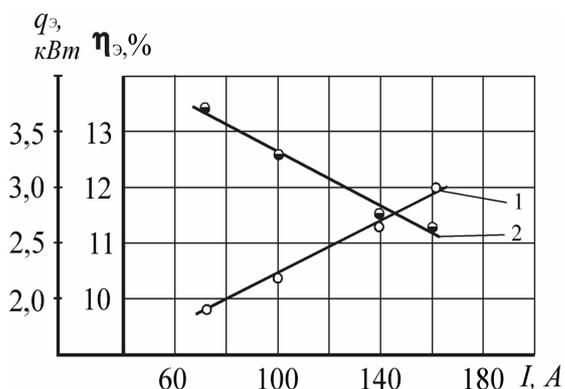
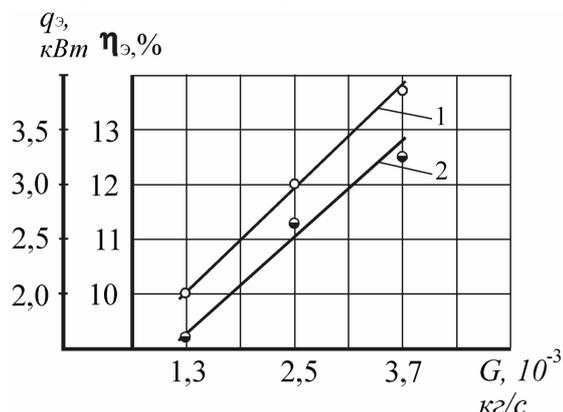


Рис. 6. Зависимости эффективной мощности плазменного нагрева заготовки (1) и эффективного КПД (2) от расхода газа при $I = 160$ А



Список литературы: **1.** Обработка резанием труднообрабатываемых материалов с нагревом / А.Н. Строшков, Ш.Л. Теслер, С.П. Шабашов, Д.С. Элинсон. – М.: Машиностроение, 1977. – 140 с. **2.** Плазменная технология: Опыт разработки и внедрения / Д.Г. Быховский, А.Я. Медведев, Д.Н. Богданов и др. / Сост. А.Н. Герасимов. – Л.: Лениздат, 1980. – 152 с. **3.** Плазменно-механическая обработка высокопрочных материалов: Обзор. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982. – 32 с. **4.** Костюк Г.И. Физико-технические основы нанесения покрытий, ионной имплантации и ионного легирования, лазерной обработки и упрочнения, комбинированных технологий. – Харьков: Антиква, 2002. – 1030 с. **5.** Шатерин М.А., Попилов А.Л., Медко В.С. Эффективность нагрева заготовки при плазменно-механической обработке // Сварочное производство. – 1982. – №5. – С. 29-30. **6.** Самотугин С.С., Лещинский Л.К. Плазменное упрочнение инструментальных материалов. – Донецк: Новый мир, 2002. – 338 с.

Сдано в редакцию 24.01.05

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

ТЕХНОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗОТЕРМИЧЕСКИХ СМЕСЕЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ГИДРОПЛОТНОСТИ БРОНЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Жигуц Ю.Ю. (УжНУ, г. Ужгород, Украина)

The article under consideration deals with the possibilities of creating materials at the expense of "non-traditionally" technology, which basic, metallurgy synthesis. A special attention is being paid to thermit mixtures in order to get copper alloys – bronzes and their practical application in production. In this papers investigated of the specific of synthesis and mechanical properties of thermit bronzes.

Введение. Одной из перспективных технологий получения бронзовых отливок, повышения их качества и экономии сплавов, является использование экзотермических литейных прибылей [1,2]. В настоящее время такой подход к решению целого комплекса литейных проблем используется незаслуженно мало. Технологии термитных прибылей высокого температурного градиента в основном применяются для черных сплавов, что связано с необходимостью компоновки металлургической шихты на основе классического железоалюминиевого термита, а не на основе экзотермических реакций восстановления алюминием или другим окислителем оксидов меди, свинца, олова и т.д.

Суть метода применительно к медным сплавам, по аналогии с технологией термитных прибылей для стальных отливок, заключается в том, что полость прибыли формы заполняется металлургической шихтой состоящей из оксидов металлов, восстановителей и других элементов [3,4]. При горении экзотермической шихты происходит разогрев металла прибыльной и подприбыльной частей отливки, что устраняет усадочные дефекты, сокращает расход металла на прибыли и тем самым увеличивает выход годного. При этом шихта может размещаться в полости прибыли в насыпном виде, в виде металлургического стержня или пакета [3,4].

В зависимости от химического состава экзотермической шихты изменяется температура ее самовозгорания. В том случае, когда температура жидкого медного расплава недостаточна для инициирования экзотермической реакции в металлургической шихте, применяют зажигательные специальные смеси изготовленные, например, из порошка титана [5].

В данной работе разрабатываются составы экзотермических смесей для получения бронзовых отливок, которые могут использоваться как в технологии термитной плавки, так и в технологии термитных прибылей высокого температурного градиента.

Объект исследования данной работы - литейные сплавы меди, а именно бронзы, используемые для изготовления корпусов кранов. Цель работы - снижение брака при изготовлении отливок из медных сплавов по усадочным дефектам, в том числе и по такому показателю как гидроплотность.

Материалы и методика проведения эксперимента. Теоретической основой решения задачи повышения гидроплотности отливок корпуса крана Р-6 служат разработки экзотермических порошковых смесей для подогрева металла прибыльной части отливок путем инициирования в них процесса горения.

Для получения литых бронз металлургическим способом использовали шихту, которая состояла из порошка алюминиевого марок ПА-3–ПА-4 ГОСТ6058-73, оксидов меди, олова, свинца (категории химически чистые), порошка титанового химического ПХ-2 ТУ 48-10-78-83 и др. В последующем, с целью удешевления себестоимости металлургической шихты, при проведении исследований использовались порошковые ингредиенты, состоящие из отходов литейного, кузнечного и металлорежущего

производств (железная окалина, просеянный помол алюминиевой, латунной, бронзовой стружек и др.).

Металлотермическая шихта для получения высокоперегретой бронзы рассчитывалась в два этапа. На первом этапе проводился расчет экзотермической смеси исходя из стехиометрического соотношения компонентов, а на втором этапе проводилась коррекция состава шихты путем ввода в расчет коэффициентов усвоения элементов, установленных на основе проведения пробных микроплавов.

После установления химического состава шихты и предварительного просушивания порошковых ингредиентов, они смешивались и уплотнялись. Пробные микроплавки для установления коэффициентов усваивания легирующих элементов проводились в графитовом или футерованном шамотом металлическом тигле диаметром 60 мм при массе шихты 300–350 г.

Схема разрезки экспериментальной отливки для указания мест отбора проб для испытаний на растяжение, зоны замера твердости и зона проб для химического анализа показана на рис. 1.

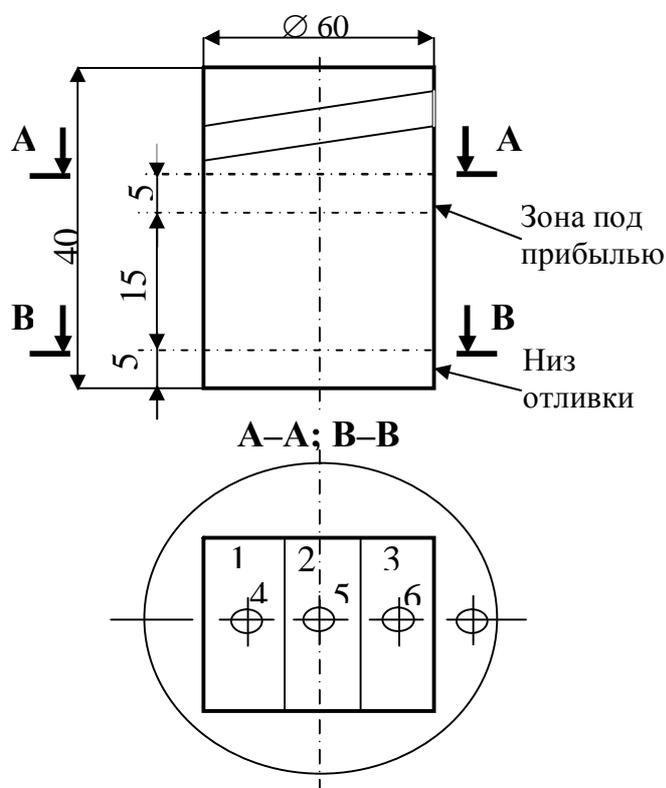
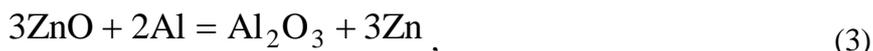
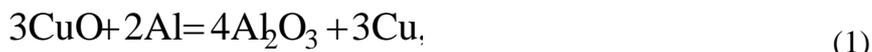


Рис.1. Схема разрезки экспериментальной отливки: 1, 2, 3 – места вырезки образцов для испытаний на растяжение; 4, 5, 6 - зоны замера твердости; 7 - зона проб для химического анализа

В верхней части шихты, засыпанной в металлотермический реактор, размещался специальный титановый запал, поджигаемый обычной спичкой. После процесса плавления и охлаждения в тигле, проводилась выбивка отливки. Сплав отделялся от шлака, и проводилось его контрольное взвешивание, устанавливался выход сплава из шихты и определялся химический состав сплава (по ГОСТ 2331-63). Из центральной нижней части отливки вырезались образцы для механических испытаний.

Опытно-экспериментальные исследования проводились на Барском машиностроительном заводе. Они заключались в проведении в опытно-промышленных условиях плавов и последующих химического, металлографического анализов, механических испытаний, испытаний на гидроплотность.

Экспериментальные исследования и результаты работы. Экзотермическая шихта при проведении плавок состояла из порошков алюминия, цинка, олова, оксида меди (CuO) и свинцового сурика (Pb₃O₄). Реакции взаимодействия компонентов шихты записываются уравнениями (1)–(4):



Состав металлотермической шихты для бронзы БрОЦС 5-5-5 ГОСТ813-79 определялся в результате термодимических расчетов.

Из реакции (1): $3\text{CuO}/2\text{Al} = 4,4/1 \rightarrow 81\% \text{CuO}$ и $19\% \text{Al}$;

$\text{CuO}/\text{Cu} = 1,25/1 \rightarrow 3\text{CuO}/\text{Al}_2\text{O}_3 = 2,35/1$.

Из реакции (2): $3\text{Pb}_3\text{O}_4/8\text{Al} = 9,5/1 \rightarrow 9,5\% \text{Al}$ и $90,5\% \text{Pb}_3\text{O}_4$;

$3\text{Pb}_3\text{O}_4/9\text{Pb} = 1,1/1$, $3\text{Pb}_3\text{O}_4/4\text{Al}_2\text{O}_3 = 5/1$.

Из реакции (3): $3\text{SnO}_2/4\text{Al} = 4,2/1 \rightarrow 19,2\% \text{Al}$ и $80,8\% \text{SnO}_2$;

$3\text{SnO}_2/3\text{Sn} = 1,26/1$; $3\text{SnO}_2/2\text{Al}_2\text{O}_3 = 2,21/1$.

Из реакции (4): $3\text{ZnO}/2\text{Al} = 4,5/1 \rightarrow 18,2\% \text{Al}$ и $81,8\% \text{ZnO}$;

$3\text{ZnO}/3\text{Zn} = 1,2/1$; $3\text{ZnO}/\text{Al}_2\text{O}_3 = 2,4/1$.

Таким образом, получим следующий состав металлотермической шихты (в мас. %): SnO₂ - 4,2, ZnO - 4,0, Pb₃O₄ - 3,6, CuO - 70,1, Al - 18,1. Расчетная адиабатическая температура горения экзотермической шихты (без учета теплотерь) – 4206 К.

При таком составе компонентов экзотермической шихты реакция их взаимодействия проходит очень бурно (в виде взрыва). Поэтому, для снижения температуры реакции и для уменьшения скорости горения шихты было предложено заменить часть оксидов металлов чистыми металлами.

В связи с низкой температурой кипения цинка и вредностью паров олова для промышленного использования была составлена видоизмененная экзотермическая смесь, в которой окислителями служили только оксид меди и свинцовый сурик. Цинк и олово добавлялись в виде порошкового металла (а в последующем, как вариант - помола бронзовой или латунной стружки).

Но наилучшего эффекта удалось достичь при использовании молотой стружки бронзы химического состава аналогичного заливаемому в форму (в количестве 100% от массы шихты), что позволило снизить температуру реакции и увеличить выход сплава за счет использования вторичных отходов металлообрабатывающего производства. Используемая стружка бронзы предварительно размалывалась, просеивалась, просушивалась и добавлялась в шихту. В результате удалось добиться получения плотного бронзового отливка с хорошими механическими свойствами, показными в табл.1.

Таблица 1 - Механические свойства синтезированных термитных бронз

Марка сплава	σ, МПа	Твердость (HRC)	δ, %
БрОЦС 5-5-5	240	27	19,3
БрАЖ 10-4	310	34	12,1

Разработанные составы шихты было решено опробовать при получении отливок из бронзы БрОЦС 5-5-5 с использованием термитных прибылей высокого температурного градиента. Смесь помещалась в полость прибыли в виде экзотермических стержней, форма которых показана на рис.2.

Горение экзотермической шихты приводило к разогреву сплава в прибыльной части отливки и устраняло усадочные дефекты, сокращало затраты металла при изготовлении литья. Следует отметить, что разработанный состав экзотермической смеси относится к композициям, горение которых генерирует жидкий расплав. Тот, в свою очередь, перемешиваясь с расплавом в полости формы прибыли, передает ему большое количество теплоты. При этом образованный жидкий металлотермичный сплав аналогичный по химическому составу сплаву, залитому в форму.

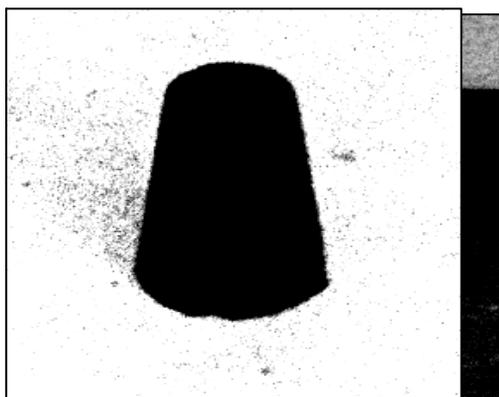


Рис.2. Экзотермические термитные стержни для бронзовых отливок: а – без покрытия, б – с покрытием антипригарной краской

В лабораторных и опытно-промышленных условиях были испытаны два состава экзотермической смеси для синтеза бронз БрОЦС 5-5-5 и БрАЖ 10-4.

На Барском машиностроительном заводе Винницкой области была успешно использована в опытно-промышленных условиях технология экзотермических прибылей высокого температурного градиента для отливок "корпус крана" Р6 010401-Б массой 2,55 кг, изготовленных из бронзы БрОЦС 5-5-5 ГОСТ613-79.

Экзотермическая смесь вводилась в полость формы: а) в виде пакета; б) в виде металлотермического стержня.

Опасность избыточного перегрева сплава в зоне под прибылью отливки и изменения за счет этого его физико-механических свойств удалось предотвратить благодаря более позднему срабатыванию металлотермического заряда (приблизительно через 1–1,5 минуты после окончания заполнения формы сплавом), а это приводило к разогреву верхней части прибыли отливки после начала кристаллизационных процессов в подприбыльной зоне. Таким образом, удалось предотвратить избыточное выгорание дорогих компонентов экзотермической шихты бронзового сплава.

В результате использования экзотермических стержней удалось резко снизить (на 60 процентов) массу медного сплава, идущего на прибыль (см. табл. 2), при этом, одновременно, повысив плотность отливки "корпус" крана Р6 и снизив брак отливок по усадочным дефектам.

Корпуса кранов успешно прошли тестирование ВТК, нерегламентированных отклонений в качестве корпусов по химическому составу, твердости, прочности и гидроплотности не выявлено.

Таким образом, в опытно-промышленных условиях успешно апробирована технология экзотермических прибылей высокого температурного градиента на прибылях отливок "корпус крана Р6 010401–Б" массой 2,55 кг из бронзы БрОЦС 5-5-5 ГОСТ 613-79,

брак по усадочным раковинам, плотности подприбыльной зоны и пористости для которых составлял 3–5%.

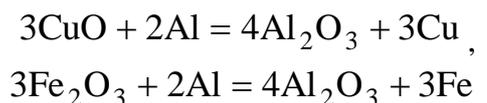
Таблица 2 - Результаты применения экзотермических смесей для прибылей бронзовых отливок “корпус крана Р6 010401–Б” и “корпус насоса”

Состав экзотермической смеси	Масса экзотермической смеси, кг	Масса “обычной” прибыли, кг	Масса термитной прибыли *, кг	Результаты проверки отливок ОТК
Экзотермическая смесь, изготовленная из порошковых Fe_2O_3 , CuO и Al	0,120	0,7	0,3	годная, без брака
Экзотермическая смесь, изготовленная из порошковых Sn , Pb_3O_4 , CuO , Al и Zn	0,080	0,4	0,2	годная, без брака

*Средняя масса прибыли в партии из 4 отливок.

Вторым перспективным направлением использования разработанных экзотермических составов (в основе компоновки которых, лежит принцип одновременного восстановления нескольких оксидов металлов), является разработка технологии термитной плавки для бронзы БрАЖ10-4.

Аналогично вышеприведенной методике был рассчитан состав шихты для получения бронзы марки БрАЖ 10-4. Шихта состояла из CuO , Al , Fe_2O_3 . Реакция взаимодействия исходных компонентов записывается формулами:



Определим процентное соотношение компонентов шихты: CuO – 12,5%, Fe_2O_3 – 3,81%, Al – 23,7%. Общий тепловой эффект реакции составит 1674,5 кДж.

Экспериментальные плавки, показали, что указанная термитная смесь от контакта с жидкой бронзой не загорается, несмотря на ее высокую экзотермичность.

Дополнительные исследования показали, что для зажигания разработанного состава экзотермической смеси необходимо использовать титановый запал. От контакта с жидкой бронзой сначала загорается зажигательная смесь, а она в свою очередь производит поджог рабочей экзотермической смеси.

При использовании разработанных составов шихты для синтеза алюминиево-железистых термитных бронз опробована технология термитных прибылей высокого температурного градиента в условиях Барского машиностроительного завода на отливке “корпус насоса” из БрАЖ 10-4 массой 7,2 кг при массе прибыли 0,7 кг. Результаты использования данной экзотермической смеси показано в табл. 2.

Следующим весьма перспективным направлением использования экзотермических составов указанного типа (основанных на принципе одновременного восстановления нескольких оксидов), является разработка технологии металлтермитной плавки [3], которая позволяет получить металлтермией медные сплавы.

В результате горения металлотермической шихты в реакторе получается жидкий высокоперегретый медный сплав, который в последующем после удаления с его поверхности шлака, сливается в форму отливки.

Как известно, особенностью металлотермических плавов является простота перехода от лабораторных экспериментов к промышленному производству. Кроме этого проведение металлотермических плавов при больших объемах шихты значительно улучшает протекание процесса горения и улучшает показатели всего технологического процесса.

Эта технология дает возможность изготавливать в труднодоступных районах, неспециализированных сельскохозяйственных цехах и даже полевых условиях, отливки из медных сплавов при отсутствии "обычного" плавильного оборудования и источников электроэнергии.

Недостатком экзотермических составов обоих типов есть их повышенная газообразующая способность, которая обуславливает необходимость установления в помещениях для выплавки дополнительной вентиляции.

Выводы. 1. Теоретически и экспериментально показана принципиальная возможность термитной выплавки медных сплавов. Установлены механические свойства медных сплавов полученных в результате металлотермических процессов.

2. Выход медного сплава при проведении металлотермической плавки (65% от теоретически рассчитанного), может быть доведен до более высокого показателя при проведении плавов в металлотермических реакторах с большими объемами загруженной шихты или при использовании их в больших прибылях форм. Для улучшения технико-экономических показателей технологии синтеза вместо порошка меди в реакцию рекомендуется вводить помол бронзовой стружки, а вместо порошка алюминия – помол алюминиевой стружки.

3. Синтезированный высокоперегретый жидкий расплав, может быть использован для повышения качества бронзовых отливок в технологии термитных прибылей высокого температурного градиента. В результате использования технологии экзотермических прибылей для бронзовых отливок удалось повысить гидроплотность "корпуса крана Р6" и "корпуса насоса", снизить до 40–50% массу прибылей отливок, уменьшить брак отливок по усадочным дефектам, что дало значительное увеличение выхода годного.

Список литературы: 1. Жуков А.А., Новохацкий В.А., Жигуц Ю.Ю., Гольдштейн В.А. Термитные прибыли для питания отливок из высокопрочного чугуна//Литейное производство.– 1988. № 7. –С. 32-33. 2. Жуков А.А., Новохацкий В.А., Жигуц Ю.Ю., Литвиненко О.Н. Открытые термитные прибыли стальных отливок//Литейное производство. – 1992. № 1. –С. 28-29. 3. Zhiguts Yu.Yu. Thermit smelting of copper alloys//Acta Metallurgica Slovaca. Special issue. – 1999. – No.2. –P. 418-421. 4. Жигуц Ю.Ю. Металотермічні й комбіновані способи синтезу інструментальних матеріалів і сплавів міді// Машинознавство. –Львів. – 2001. №11, –С. 36-38. 5. Жигуц Ю.Ю., Скиба Ю.Ю. Патент №20031212779. Экзотермічна суміш для металотермічних ливарних додатків бронзових виливків. 2004. Бюл. №9, с.11.

Сдано в редакцию 24.01.05

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

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗБІРНОГО РІЖУЧОГО ІНСТРУМЕНТУ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОХОЛОДЖУЮЧИХ СЕРЕДОВИЩ

Івченко Т.Г. (ДонНТУ, г. Донецьк, Україна)

One of the most essential restrictions in an intensification of process of cutting at modern methods of high-speed processing is the high level of the cutting tool temperatures. Use of cooling technological environments allows due to decrease in temperature of cutting and elimination of temperature restrictions at purpose of cutting modes to provide high efficiency of processing and quality of the processed surface.

В сучасних умовах виробництва найважливішим напрямком підвищення ефективності механічної обробки та якості деталей машин є використання високопродуктивного технологічного обладнання та прогресивного збірного ріжучого інструменту.

В наступний час найбільш розповсюджена оцінка ефективності функціонування ріжучого інструменту в технологічних системах обробки деталей з позицій обраного критерію оптимальності - надійності, продуктивності, собівартості [1]. Умовою досягнення найбільшої ефективності є забезпечення найкращого рівня критерія оптимальності на підставі визначення оптимальних параметрів процесу різання з обліком обмежень, що формують область припустимих рішень. В багатьох сучасних дослідженнях досить повно розглянуті загальні питання розрахунку оптимальних режимів різання, які охоплюють як аналіз критеріїв оптимізації та діючих обмежень, так і методів оптимізації [2, 3]. Однак, широке застосування цих методів для рішення практичних задач оптимізації функціонування ріжучого інструменту стримується відсутністю необхідних аналітичних залежностей критеріїв та обмежень від параметрів процесу різання.

Так широко відомо, що істотний вплив на працездатність ріжучого інструменту мають теплові явища [4, 5]. Застосування охолоджуючих технологічних середовищ – найбільш ефективний шлях зниження температури і підвищення ефективності процесу різання. Однак, в існуючих дослідженнях теплового стану ріжучого інструменту в умовах конвективного теплообміну відсутні кількісні дані про вплив способу подачі охолоджуючого середовища на температуру різання [6], що обмежує можливість визначення ефективності цих засобів при визначенні оптимальних режимів різання.

Основна мета роботи полягає у підвищенні ефективності функціонування збірного ріжучого інструменту на підставі визначення оптимальних параметрів процесу різання, що забезпечують максимальну продуктивність обробки, з обліком температурних обмежень при використанні технологічних охолоджуючих середовищ.

Одним з найбільш розповсюджених методів оптимізації в даний час є метод лінійного програмування [2,3], що дозволяє здійснювати одночасну оптимізацію швидкості різання і подачі з обліком діючих при різанні обмежень за критерієм максимальної продуктивності. Як цільова функція розглядається продуктивність обробки, обумовлена основним часом: $t_o = L/ns$. Максимум продуктивності досягається при мінімумі основного часу, або максимумі добутку $n \cdot s \rightarrow \max$. Основні вимоги до метода лінійного програмування: лінійність цільової функції та обмежень. Їх перетворення в лінійний вигляд досить просто виконати шляхом логарифмування з введенням нових позначень: $X1 = \ln n$; $X2 = \ln s$.

У зв'язку з тим, що температура різання досягає максимального рівня при високих швидкостях та малих подачах та глибинах, найбільш актуальна розробка методів

керування тепловими явищами в умовах конвективного теплообміну під час чистової обробки. В представленій роботі основні розрахунки виконані на прикладі токарної обробки для збірних різців з механічним закріпленням твердосплавних пластин.

Під час чистової токарної обробки розглядаються наступні обмеження:

1) по можливостях ріжучого інструмента, обумовлених швидкістю різання, що відповідає його стійкості, які враховують вимоги до періодичності зміни інструмента в зв'язку з організаційною формою обслуговування устаткування:

$$\pi D n / 1000 \leq C_V K_V / T^{m_v} t^{x_v} s^{y_v}, \quad (1)$$

де D – діаметр обробки, C_V, K_V – коефіцієнти і x_v, y_v, m_v – показники, що характеризують ступінь впливу глибини t , подачі s і стійкості T на швидкість різання v , які визначаються в залежності від умов експлуатації;

2) по гранично припустимій потужності різання, обумовленою потужністю електродвигуна приводу головного руху верстата N_{cm} :

$$C_P K_P s^{y_p} t^{x_p} (\pi L n)^{(n_p+1)} / 6 \cdot 10^{3(n_p+2)} \leq N_{cm} \eta, \quad (2)$$

де C_P, K_P – коефіцієнти і x_p, y_p, n_p – показники, що характеризують ступінь впливу глибини, подачі і швидкості на силу різання P_z , які визначаються в залежності від умов експлуатації, η – коефіцієнт корисної дії передач верстата;

3) по гранично припустимій жорсткості деталі:

$$1.1 C_P K_P (\pi D)^{n_p} t^{x_p} s^{y_p} L^3 \mu / 1000^n 0,05 D^4 K_3 E_\delta \leq f_{\delta \text{ доп}}, \quad (3)$$

де μ – динамічний коефіцієнт; K_3 – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення деталі; E_δ – модуль пружності оброблювального матеріалу, МПа; $f_{\delta \text{ доп}}$ – допустима стріла прогину деталі: для чистової обробки $f_{\delta \text{ доп}} = 0,05 \dots 0,03$ мм;

4) по гранично припустимій шорсткості обробленої поверхні R_a :

$$k_0 s^{k_1} (90 + \gamma)^{k_4} / r^{k_2} (\pi D n / 1000)^{k_3} \leq R_a, \quad (4)$$

де k_0, k_1, k_2, k_3, k_4 – коефіцієнт і показники, що характеризують ступінь впливу подачі s , переднього кута γ , радіуса при вершині r і швидкості v на шорсткість обробленої поверхні R_a , які обумовлені умовами експлуатації;

5) по гранично припустимій температурі різання:

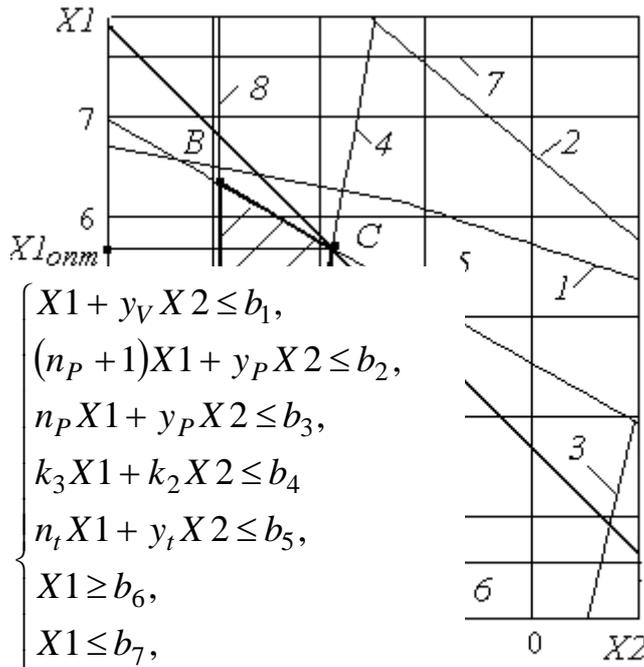
$$C_t t^{x_t} s^{y_t} v^{n_t} \leq \Theta_{\text{доп}}; \quad (5)$$

де C_t – постійний коефіцієнт для заданих умов обробки, n_t, y_t, x_t – показники ступеню, що відзначають вплив на температуру швидкості різання, подачі та глибини різання, $\Theta_{\text{доп}}$ – максимальна допустима з умов структурно-фазових перетворень оброблюваної поверхні температура різання;

6) по гранично припустимих діапазонах частоти обертання і подачі, обумовлених кінематичною структурою приводу головного руху і приводу подач:

$$n_{\min} \leq n \leq n_{\max}, \quad s_{\min} \leq s \leq s_{\max}. \quad (6)$$

Приклад визначення оптимальних режимів різання приведений для чистової токарної обробки вала діаметром $D = 200$ мм, довжиною $L = 300$ мм зі сталі 45 (міцність $\sigma_s = 600$ МПа), збірними різцями з механічним закріпленням твердосплавних пластин Т15К6 (геометричні параметри: головний кут в плані $\varphi = 45^\circ$, передній кут $\gamma = 0^\circ$, радіус при вершині $r = 1$ мм); стійкість $T = 60$ хв., глибина різання $t = 1$ мм; шорсткість обробленої поверхні $R_a = 1,25$ мкм.



$$\left\{ \begin{array}{l} X1 + y_v X2 \leq b_1, \\ (n_p + 1)X1 + y_p X2 \leq b_2, \\ n_p X1 + y_p X2 \leq b_3, \\ k_3 X1 + k_2 X2 \leq b_4, \\ n_t X1 + y_t X2 \leq b_5, \\ X1 \geq b_6, \\ X1 \leq b_7, \\ X2 \geq b_8, \\ X2 \leq b_9, \\ (X1 + X2) \rightarrow \max, \end{array} \right. \quad (7)$$

і оптимальних режимів
обробки

$$b_9 = \ln s_{max}.$$

В результаті лінеаризації цільової функції й обмежень шляхом логарифмування визначена наступна математична модель процесу різання, яка виражена системою лінійних нерівнянь, графічно представлених на рис. 1:

де

$$b_1 = \ln(1000 C_V K_V / \pi D T^{m_v} t^{x_v});$$

$$b_2 = \ln(6 \cdot 10^3 (n_p + 2) N_{cm} \eta / C_P K_P (\pi D)^{(n_p + 1)});$$

;

$$b_3 = \ln(1000^n 0,05 D^4 K_3 E_\delta f_\delta / 1,1 \cdot 10^4);$$

;

$$b_4 = \ln(R_a r^{k_2} (\pi D / 1000)^{k_3} / k_o (90 + \gamma)^k);$$

;

$$b_5 = \ln(1000^{n_t} \Theta_{don} / C_t t^{x_t} (\pi D)^{z_t});$$

;

$$b_6 = \ln n_{min}; b_7 = \ln n_{max}; b_8 = \ln s_{min};$$

Для заданих умов механообробки прийняті наступні коефіцієнти та показники, що характеризують ступінь впливу параметрів процесу на стійкість, силу, шорсткість обробленої поверхні та температуру різання: $C_V = 420$; $K_V = 1$; $x_v = 0,15$; $y_v = 0,20$; $m_v = 0,2$; $C_P = 300$; $K_P = 0,84$; $x_p = 1,0$; $y_p = 0,75$; $n_p = -0,15$; $K_3 = 2,4$; $\mu = 1,2$; $k_0 = 7,0$; $k_1 = 0,85$; $k_2 = 0,65$; $k_3 = 0,36$; $k_4 = 0,15$; [7]; $C_t = 314$; $x_t = 0,04$; $y_t = 0,14$; $n_t = 0,23$; [4].

З їх урахуванням визначені наступні значення параметрів b_i : $b_1 = 5,409$; $b_2 = 5,636$; $b_3 = 0,444$; $b_4 = 2,467$; $b_5 = 1,265$; $b_6 = -2,996$; $b_7 = 1,03$; $b_8 = 2,536$; $b_9 = 7,601$.

Точка С в багатокутнику ABCD, в якій цільова функція приймає максимальне значення, є крапкою перетину обмежень по гранично припустимій шорсткості обробленої поверхні (4) та припустимій температурі різання (5), коли максимальна допустима температура складає $\Theta_{don} = 800^\circ\text{C}$.

Для заданих умов механообробки визначені наступні результати розрахунку оптимальних режимів різання: $X2_{opt} = -1,899$; $X1_{opt} = 5,687$; $n_{opt} = e^{X1_{opt}} 294 \text{ об/хв}$; $s_{opt} = e^{X2_{opt}} = 0,15 \text{ мм/об}$; $v_{opt} = 185 \text{ м/хв}$. Згідно паспортним даним верстата прийняті наступні режими різання: $n_{opt} = 300 \text{ об/хв}$; $s_{opt} = 0,15 \text{ мм/об}$; $v_{opt} = 188 \text{ м/хв}$.

Як свідчать графіки на рис. 1, для чистової обробки оптимальні рішення з області можливих, окреслених багатокутником ABCD, не залежать від кінематичних обмежень (6, 7, 8, 9), а також обмежень по гранично припустимій потужності різання (2) та по жорсткості деталі (3). Активними в залежності від умов можуть бути обмеження по гранично припустимій шорсткості обробленої поверхні (4) та по температурі різання (5) або по можливостях ріжучого інструменту (1). Пошук аналітичного виразу граничної температури різання Θ_{cp} , яка визначає межу впливу температури на оптимальні параметри і визначає точку одночасного перетину обмежень (5), (1) та (4), виконується на підставі сумісного рішення системи наступних рівнянь:

$$\begin{cases} ns_y = 1000C_V K_V / \pi D T^{m_v} t^{x_v}; \\ n^{k_3} s^{k_2} = R_a r^{k_2} (\pi D / 1000)^{k_3} / k_o (90 + \gamma)^{k_4}; \\ n^{n_t} s^{y_t} = 1000^{n_t} \Theta_{don} / C_t t^{x_t} (\pi D)^{z_t}. \end{cases} \quad (8)$$

Рішення цієї системи рівнянь:

$$\Theta_{zp} = C_t t^{x_t} \left(\frac{C_V K_V}{T^{m_v} t^{x_v}} \right)^{n_t} \left[\frac{R_a C_V^{k_3} K_V^{k_3} r^{k_2}}{k_o T^{m k_3} t^{x_v k_3} (90 + \gamma)^{k_4}} \right]^{\frac{y_t - y_v n_t}{k_1 + y_v k_3}}. \quad (9)$$

На підставі виконаного аналізу обмежень, для будь яких умов чистової токарної обробки оптимальна подача може бути визначена:

$$s_{onm} = \begin{cases} \left(\frac{\Theta_{don}}{C_t t^{x_t}} \right)^{\frac{k_3}{y_t k_3 + k_1 n_t}} \left[\frac{R_a r^{k_2}}{k_o (90 + \gamma)^{k_4}} \right]^{\frac{n_t}{y_t k_3 + k_1 n_t}}, & \text{якщо } \Theta_{don} \leq \Theta_{zp}; \\ \left[\frac{R_a C_V^{k_3} K_V^{k_3} r^{k_2}}{k_o T^{m k_3} t^{x_v k_3} (90 + \gamma)^{k_4}} \right]^{\frac{1}{k_1 + y_v k_3}}, & \text{якщо } \Theta_{don} \geq \Theta_{zp}. \end{cases} \quad (10)$$

Оптимальна швидкість різання:

$$v_{onm} = \begin{cases} \left(\frac{\Theta_{don}}{C_t t^{x_t}} \right)^{\frac{k_1}{y_t k_3 + k_1 n_t}} \left[\frac{k_o (90 + \gamma)^{k_4}}{R_a r^{k_2}} \right]^{\frac{y_t}{y_t k_3 + k_1 n_t}}, & \text{якщо } \Theta_{don} \leq \Theta_{zp}; \\ \frac{C_V K_V}{T^{m t^{x_v}}} \left[\frac{k_o T^{m k_3} t^{x_v k_3} (90 + \gamma)^{k_4}}{R_a C_V^{k_3} K_V^{k_3} r^{k_2}} \right]^{\frac{y_v}{k_1 + y_v k_3}}, & \text{якщо } \Theta_{don} \geq \Theta_{zp}. \end{cases} \quad (11)$$

Для заданих умов обробки конструкційних сталей твердосплавними різцями з обліком обраних вище коефіцієнтів та показників гранична температура різання Θ_{zp} може бути визначена наступним чином:

$$\Theta_{zp} = 1910 R_a^{0,11} r^{0,07} t^{0,003} / T^{0,05} (90 + \gamma)^{0,016}. \quad (12)$$

Оптимальна подача:

$$s_{onm} = \begin{cases} 2.3 \cdot 10^{-3} \Theta_{don}^{0,7} R_a r^{0,07} / t^{0,03} (90 + \gamma)^{0,16}, & \text{якщо } \Theta_{don} \leq \Theta_{zp}; \\ 0.32 R_a^{1,14} r^{0,74} / T^{0,034} t^{0,026} (90 + \gamma)^{0,17}, & \text{якщо } \Theta_{don} \geq \Theta_{zp}. \end{cases} \quad (13)$$

Оптимальна швидкість різання:

$$v_{opt} = \begin{cases} 1.4 \cdot 10^{-11} \Theta^{4.35} / t^{0.17} s_{opt}^{0.6}, & \text{якщо } \Theta_{don} \leq \Theta_{zp}; \\ 525 / T^{0.2} t^{0.15} s_{opt}^{0.2}, & \text{якщо } \Theta_{don} \geq \Theta_{zp}. \end{cases} \quad (14)$$

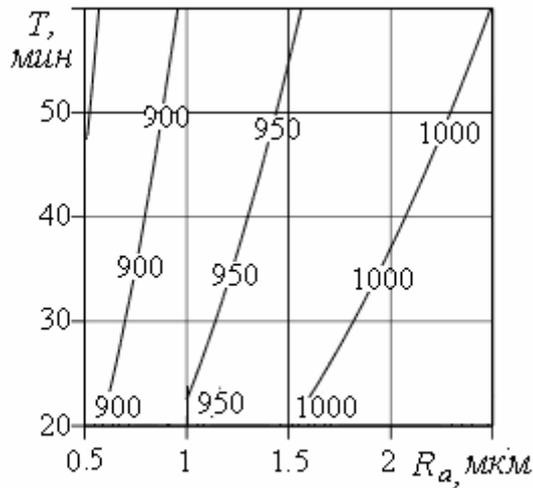


Рис. 2. Графіки залежності граничної температури різання Θ_{zp} від шорсткості поверхні R_a та стійкості інструменту T

Графіки залежності граничної температури різання Θ_{zp} від шорсткості поверхні R_a та стійкості інструменту T наведені на рис. 2. Отримані графіки дозволяють враховувати одночасний вплив зміни шорсткості поверхні R_a та стійкості інструменту T на граничну температуру різання Θ_{zp} при постійних параметрах інструменту - передньому куту $\gamma = 0^\circ$, радіусу при вершині $r = 1$ мм. Вплив глибини різання вважається незначним, про що свідчить занадто малий показник ступеню 0,003. На лініях рівня числами показані значення граничної температури різання Θ_{zp} :

$$\Theta_{zp} = 1110 R_a^{0.11} / T^{0.05} \quad (15)$$

Аналіз граничної температури різання Θ_{zp} свідчить про те, що для заданих

умов обробки вона значно перевищує допустимий рівень $\Theta_{don} = 800^\circ\text{C}$, у зв'язку з чим визначені режими різання значно занижені в порівнянні з режимами, які забезпечуються ріжучими можливостями інструменту.

Для заданих умов механообробки оптимальні режими різання, визначені з обліком ріжучих можливостей інструменту, мають значення: $X2_{opt} = -1,797$; $X1_{opt} = 6,269$; $n_{opt} = e^{X1_{opt}} = 527$ об/хв; $s_{opt} = e^{X2_{opt}} = 0,166$ мм/об; $v_{opt} = 331$ м/хв.; температура різання $\Theta = 927^\circ\text{C}$. Згідно з паспортними даним верстата прийняті наступні режими різання: $n_{opt} = 500$ об/хв; $s_{opt} = 0,18$ мм/об; $v_{opt} = 314$ м/хв.

Продуктивність обробки в такому випадку може бути в 2 рази вище, ніж при дії температурних обмежень, що доводить доцільність використання охолоджуючих технологічних середовищ, які значно зменшують температуру різання та дозволяють зняти вказані обмеження.

Найбільш ефективним з погляду використання охолоджуючих технологічних середовищ для твердосплавного інструменту, який особливо чуткий до теплових ударів, є розпилення невеликої кількості рідини стисненим повітрям при тиску 0,2 МПа зі швидкістю до 300 м/с. Подача розпиленої рідини в залежності від типу інструмента може здійснюватися як з боку задньої, так і з боку передньої поверхні. При подачі охолоджуючої рідини у зону різання в розпиленому стані має місце складний теплообмін поверхні леза інструмента з двофазним повітряно-рідинним середовищем. Приведений коефіцієнт тепловіддачі, який враховує усі ці процеси, дорівнює [5]:

$$\alpha_{np} = 1,2 K^{2/3} m^2 (\alpha_{розп} - \alpha_{нов}) + \alpha_{нов}, \quad (16)$$

де K – концентрація рідини в двофазному повітряно-рідинному середовищі; m – коефіцієнт, що характеризує деформацію краплі рідини при зіткненні з поверхнею ($m = 6$); $\alpha_{розн}$, $\alpha_{нов}$ – коефіцієнти тепловіддачі розпиленої рідини та інструменту в повітря.

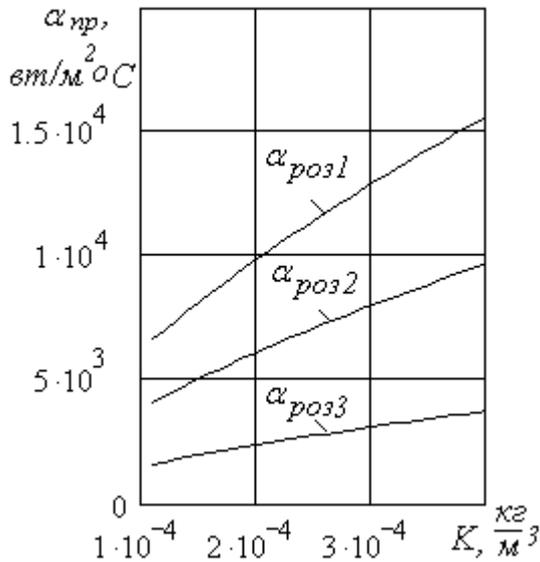


Рис. 3. Графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{нр}$ від концентрації K для різних $\alpha_{розн1} = 4 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$; $\alpha_{розн2} = 2,5 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$; $\alpha_{розн3} = 1 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$.

Коефіцієнт тепловіддачі інструменту в повітря $\alpha_{нов}$ визначається, виходячи з критеріальних рівнянь для умов змушеної конвекції, відповідно для подачі розпиленої рідини з боку передньої і задньої поверхонь [6]:

$$\alpha_{нов\ нп} = \frac{5.0w^{0.6}}{l^{0.4}}; \alpha_{нов\ зп} = \frac{3.4w^{0.8}}{l^{0.2}}, \quad (17)$$

де w – швидкість потоку, l – характерний розмір.

Графіки залежності приведеного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{нр}$ від концентрації рідини K для різних значень коефіцієнта тепловіддачі рідини (3% емульсол) в розпиленому стані $\alpha_{розн}$ наведені на рис. 3.

Коефіцієнт тепловіддачі інструменту в повітря $\alpha_{нов}$ з боку задньої поверхні для швидкості $w = 200 \text{ м/с}$ і розміру $l = 20 \text{ мм}$ прийнятий рівним $\alpha_{нов} = 0.5 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$.

Середній за часом коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{розн}$ рідини в розпиленому

стані в процесі нагрівання і випару краплі дорівнює:

$$\alpha_{розн} = \alpha_{нагр} \alpha_{кип} [c(\Theta_S - \Theta_H) + r] / r \alpha_{нагр} + c \alpha_{кип} (\Theta_S - \Theta_H), \quad (18)$$

де Θ_S – температура поверхні інструмента; Θ_H – температури насичення рідини; c – масова теплоємність рідини; r – теплота паротворення; $\alpha_{кип}$ – коефіцієнт тепловіддачі при кипінні; $\alpha_{нагр}$ – коефіцієнт тепловіддачі при нагріванні [6]:

$$\alpha_{кип} = 3,33 \cdot 10^6 (\Theta_S - 100)^{-1,43}; \alpha_{нагр} = 447,6 (\Theta_S - \Theta_o)^{0,33} / l^{0,01}, \quad (19)$$

де Θ_o – температура навколишнього середовища

На підставі встановлених кількісних значень приведених коефіцієнтів тепловіддачі з використанням чисельного методу кінцевих різностей виконані розрахунки температури різання з обліком охолодження та коефіцієнтів зниження температури різання під впливом розпиленої рідини за умов її подачі з боку задньої поверхні леза різця $K_{зп}$, а також з боку передньої поверхні $K_{зр}$.

Аналіз графіків залежності коефіцієнта зниження температури різання K_3 від приведеного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{нр}$, наведених на рис. 4, свідчить про можливість лінеаризації визначених залежностей та встановлення їх спрощеного аналітичного вигляду (похибка не перевищує 10%):

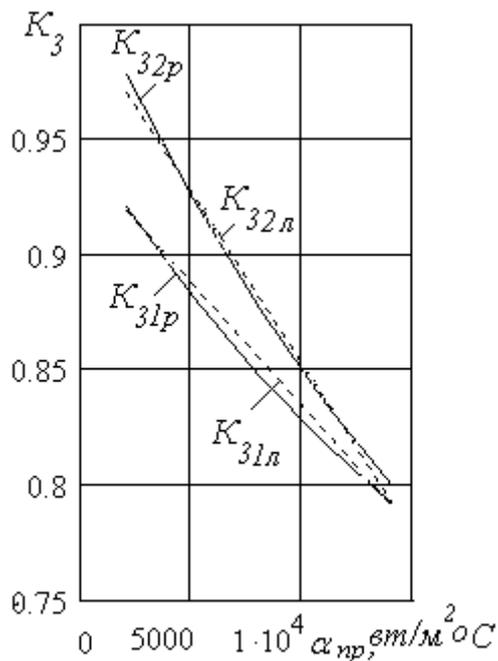


Рис. 4. Графіки залежності коефіцієнта зниження температури різання K_3 від коефіцієнта тепловіддачі α_{np} : K_{31p} , $K_{31л}$ – розрахункові та лінеаризовані коефіцієнти для подачі рідини з боку задньої поверхні леза різця, K_{32p} , $K_{32л}$ – з боку передньої поверхні

$$K_{31л} = 0,94 - 1,07 \cdot 10^{-5} \alpha_{np} \quad (20)$$

$$K_{32л} = 1,0 - 1,49 \cdot 10^{-5} \alpha_{np} \quad (21)$$

Використання розпиленої охолоджуючої рідини в наведених умовах чистової обробки при відповідних значеннях коефіцієнту тепловіддачі ($\alpha \approx 1 \cdot 10^4$ Вт/м²·°С) може забезпечити зниження температури різання від $\Theta = 927^\circ\text{C}$ до $\Theta \approx 788^\circ\text{C}$ ($K_{31} \approx 0,85$), яка не перевищує допустимого з точки зору якості поверхневого шару рівня температур ($\Theta_{дон} = 800^\circ\text{C}$), що в свою чергу дозволяє усунути при оптимізації режимів різання температурне обмеження та значно підвищити продуктивність обробки.

У загальному випадку коефіцієнт підвищення продуктивності K_{np} визначається:

$$K_{np} = \left(s_{опм2} \cdot v_{опм2} / s_{опм1} \cdot v_{опм1} \right), \quad (22)$$

де $s_{опм1}$, $v_{опм1}$ – оптимальні режими, визначені з обліком обмежень по можливостях інструменту; $s_{опм2}$, $v_{опм2}$ – з обліком температурних обмежень.

На підставі встановлених залежностей (10), (11) цей коефіцієнт має вигляд:

$$K_{np} = C_V K_V C_t^{1/z_t} s_{онм1}^{(y_t - z_t)/z_t} / T^{m_t(x_v - x_t/z_t)} \Theta_{дон}^{1/z_t} s_{онм2}^{(y_v - 1)} \quad (23)$$

Для заданих умов обробки, враховуючі обрані вище коефіцієнти, показники та залежності (12), (13), (14), коефіцієнт підвищення продуктивності K_{np} може бути визначений наступним чином:

$$K_{np} = 4.5 R_a^{0.5} / T^{0.23} \quad (24)$$

Графіки залежності коефіцієнта підвищення продуктивності K_{np} від шорсткості поверхні R_a та стійкості інструменту T наведені на рис.5. На лініях рівня числами показані значення коефіцієнта підвищення продуктивності K_{np} , які свідчать про можливість підвищення продуктивності – в 1.5 - 3 рази за рахунок усунення температурного обмеження з використанням охолоджуючого середовища.

Таким чином, на підставі визначення оптимальних параметрів процесу різання з обліком температурних обмежень обґрунтована методика оцінки підвищення ефективності функціонування збірною ріжучого інструменту при використанні технологічних охолоджуючих середовищ.

Запропонований аналітичний метод розрахунку оптимальних режимів різання дає можливість забезпечувати максимальну продуктивність при будь яких умовах чистової токарної обробки. Розраховані коефіцієнти зниження температури різання при подачі охолоджуючої рідини у зону різання в розпиленому стані знайдуть широке використання для керування тепловим станом ріжучого інструменту в умовах конвективного теплообміну.

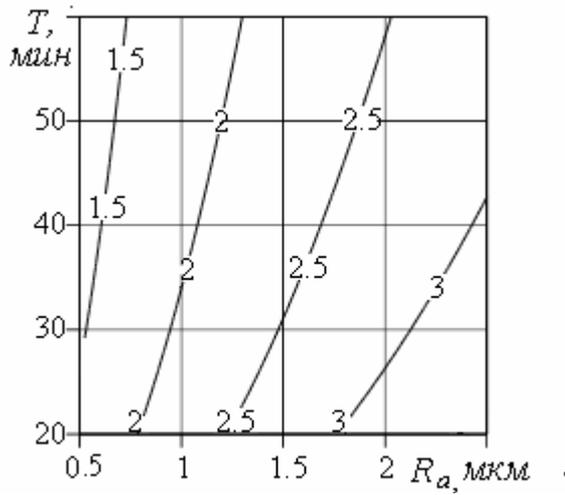


Рис. 5. Графіки залежності коефіцієнта підвищення продуктивності $K_{пр}$ від шорсткості поверхні R_a та стійкості інструменту T

1991. - 140с. **4.** Даниэлян А.М. Теплота и износ инструментов в процессе резания металлов. - М.: Машгиз, 1964. - 276с. **5.** Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. - 288с. **6.** Ивченко Т.Г., Нечпаев В.Г. Закономерности изменения коэффициента теплоотдачи элементов технологических систем в условиях конвективного теплообмена // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 24. - С.73-78. **7.** Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г.Суслова, А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. - М.: Машиностроение, 2001. - 910с.

Сдано в редакцию 15.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

Перелік літератури: 1.

Ивченко Т.Г. Многопараметрическая оптимизация надежности при проектировании и эксплуатации режущего инструмента // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 28. - С.62-67. **2.** Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. - М.: Машиностроение. 1989. - 296с. **3.** Кроль О.С., Хмелевский Г.Л. Оптимизация и управление процессом резания. - К.:УМК ВО,

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛИ ПРИ СОВМЕСТНОЙ ОБРАБОТКЕ ТОЧЕНИЕМ И ОБКАТЫВАНИЕМ

Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н., Дубоделова О.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The theoretical and experimental investigation of the temperature used for increasing of the quality level of the machining surface. The improvement of the quality level is made by substantiation of optimal temperature level and creation the optimum cutting conditions.

Важнейшей задачей технологии машиностроения является повышение производительности механообработки с обеспечением высокого качества деталей. Одним из возможных вариантов ее решения является комбинирование лезвийной и отделочно-упрочняющей обработок, обеспечивающих как снижение трудоемкости за счет совмещения операций, так и высокое качество поверхностного слоя.

В настоящее время для обработки наружных и внутренних поверхностей вращения достаточно широкое распространение получило совместное точение и обкатывание, осуществляемое с применением комбинированных инструментов, сочетающих в себе режущие и деформирующие элементы. Для каждого из этих методов хорошо известны основные закономерности протекания процесса обработки и формирования поверхностного слоя деталей [1,2]. Однако практически отсутствуют сведения об особенностях совместного точения и обкатывания, что затрудняет выбор рациональных условий обработки и прогнозирование параметров состояния обработанной поверхности.

Известно, что функционирование технологической системы в значительной мере определяется тепловыми явлениями, влияющими на качество обработки деталей и работоспособность оборудования, оснастки, инструмента. При исследовании параметров поверхностного слоя деталей в процессе их механической обработки весьма актуальным является изучение температур, как на самой поверхности детали, так и по ее глубине. Теоретические основы определения температурных полей для отдельных видов лезвийной и отделочно-упрочняющей обработки, как в деталях, так и в инструментах, достаточно хорошо разработаны [3,4]. Представляет интерес исследование особенностей описания теплового состояния детали при комбинировании различных видов обработки с использованием одного из наиболее распространенных в теплофизике аналитических методов расчета – метода источников [4].

Целью представленной работы является исследование закономерностей формирования температурного поля в поверхностном слое детали при совместной обработке точением и обкатыванием

Основным источником теплоты при лезвийной и отделочно-упрочняющей является зона обработки, размеры которой существенно меньше размеров обрабатываемой детали. В связи с этим, независимо от метода обработки, при схематизации компонентов технологической системы, деталь рассматривается как полубесконечное тело. Источник теплоты, возникающий на поверхности заготовки в результате взаимодействия с инструментом, рассматривается как движущийся полосовой шириной l , определяемой условиями контакта инструмента с деталью, с равномерным распределением плотности теплового потока. Мощность источника теплоты определяется скоростью его перемещения V и силой P , действующей в направлении перемещения в зоне обработки: $W = PV$. Плотность теплового потока, равномерно распределенного по площадке F контакта инструмента с деталью: $q = b^* PV / F$.

Доля теплоты b^* , поступающая в деталь, равна [3]:

$$b^* = 1 / \left[1 + 1,18(\lambda_u / \lambda_d) \sqrt{\omega_d / Vl} / (2,34 + \ln(\omega_u \tau / l^2)) \right], \quad (1)$$

где λ_u , λ_d , ω_u , ω_d – коэффициенты теплопроводности и температуропроводности инструмента и детали соответственно, τ – время действия источника.

Схема совместной обработки точением и обкатыванием представлена на рис.1. Для двух комбинируемых видов обработки общими являются скорость главного движения $V = \pi dn/1000$, определяемая частотой вращения n детали диаметром d , и скорость движения подачи V_S , определяемая с учетом подачи S : $V_S = nS$.

Мощности двух источников теплоты, определяемые при точении силой резания P_T , а при обкатывании – усилием обкатывания P_O , равны соответственно: $W_T = P_T V$; $W_O = P_O V$.

Ширина источника теплоты при точении l_T определяется глубиной резания t и главным углом в плане φ : $l_T = t \sin \varphi$. Площадь контакта инструмента с деталью при точении определяется величиной износа по задней поверхности h : $F_T = 0.5 h l_T$. Плотность теплового потока при точении с учетом доли теплоты b^*_T , поступающей в деталь:

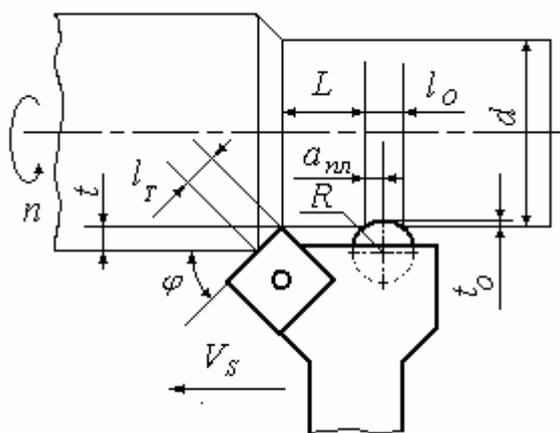


Рис. 1. Схема совместной обработки точением и обкатыванием

$$q_T = b^*_T P_T V / 0.5 h t \sin \varphi. \quad (2)$$

Ширина источника теплоты при обкатывании $l_O = 2a_{nl}$ определяется радиусом пластического отпечатка [1]: $a_{nl} = (P_O / 3\pi \sigma_T)^{0.5}$ (σ_T – предел текучести обрабатываемого материала). Глубина внедрения в обрабатываемую поверхность $t_O = [R - (R^2 - a_{nl}^2)^{0.5}]$ (R – радиуса шарика или приведенный радиус ролика $R = (rD/2)^{0.5}$ при обкатывании роликом диаметра D с профильным радиусом r). Площадь контакта инструмента с деталью при обкатывании $F_O = 2\pi a_{nl} t_O$. Плотность теплового потока при обкатывании с учетом доли теплоты b^*_O ,

поступающей в деталь:

$$q_O = b^*_O P_O V / 2\pi \sqrt{P_O / 3\pi \sigma_T} \left[R - (R^2 - P_O / 3\pi \sigma_T) \right]. \quad (3)$$

Доля теплоты, поступающая в деталь, при точении b^*_T и обкатывании b^*_O зависит от соответствующих для этих видов обработки значений параметров, входящих в формулу (1). Для известных теплофизических характеристик инструментов и детали формула (1) упрощается. Например, при точении стали 45 резами Т15К6 и обкатывании шариками из стали ШХ15, доля теплоты, поступающая в деталь, равна:

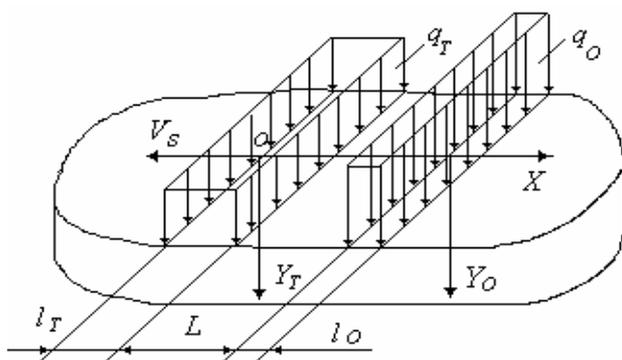


Рис. 2. Схематизация компонентов технологической системы при совместном точении и обкатывании

$$b^*_T = \left[1 - \frac{2,26 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{V l_T} (6,87 + 2 \ln l_T)} \right]^{-1};$$

$$b^*_O = \left[1 - \frac{2,77 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{V l_O} (7,3 + 2 \ln l_O)} \right]^{-1}. \quad (4)$$

Схематизация компонентов технологической системы при

совместном точении и обкатывании представлена на рис. 2.

В принятой системе координат с началом в точке O , соответствующей начальной границе контакта резца с деталью, ось X располагается на поверхности детали, ось Y – по нормали к поверхности вглубь детали. L – расстояние между резцом и шариком, определяемое конструктивными особенностями комбинированного инструмента.

Температурное поле в детали для полосового движущегося источника описывается аналитическим выражением [2]:

$$\Theta(x, y) = \frac{q}{2\pi\lambda_\delta} \int_0^l \exp\left(-\frac{V_S(x-x_u)}{2\omega_\delta}\right) K_0\left[\frac{V_S\sqrt{(x-x_u)^2+y^2}}{2\omega_\delta}\right] dx_u, \quad (5)$$

где x, y – абсцисса и ордината точки, для которой рассчитывается температура; x_u – абсцисса импульса теплоты; V_S – скорость перемещения источника.

$K_0(u)$ – модифицированная функция Бесселя, которая с погрешностью, не выходящей за 5% может быть определена следующим образом:

$$K_0(u) \approx (\pi/2u)^{0.5} \exp[-u]. \quad (6)$$

Для исследования температурного поля в детали целесообразно перейти к безразмерным величинам $\psi = x/l$; $\psi_u = x_u/l$; $\nu = y/l$. Тогда температурное поле в детали может быть выражено через безразмерное распределение температур $T(\psi, \nu)$:

$$\Theta(x, y) = (ql/2\pi\lambda_\delta) T(\psi, \nu). \quad (7)$$

$$T(\psi, \nu) = \int_0^1 \exp[0,5Pe(\psi - \psi_u)] K_0\left[0,5Pe\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \nu^2}\right] d\psi_u, \quad (8)$$

где $Pe = Vl/\omega_\delta$ – безразмерный критерий Пекле.

Температурное поле при совместном точении и обкатывании может быть получена как суперпозиция отдельных температурных полей при каждом из видов обработки и описано следующим образом:

$$\Theta(x, y) = \frac{q_T l_T}{2\pi\lambda_\delta} T(\psi_T, \nu_T) + \frac{q_O l_O}{2\pi\lambda_\delta} T(\psi_O, \nu_O), \quad (9)$$

где безразмерные величины равны: $\psi_T = x/l_T$; $\psi_{Tu} = x_u/l_T$; $\nu_T = y/l_T$; $\psi_O = (x+L)/l_O$; $\psi_{Ou} = x_u/l_O$; $\nu_O = y/l_O$.

Вводя безразмерные величины $\phi = L/l_T$, $\chi = q_O/q_T$ и $\zeta = l_O/l_T$, температурное поле (9) можно представить в следующем виде:

$$\Theta(x, y) = \frac{q_T l_T}{2\pi\lambda_\delta} [T(\psi_T, \nu_T) + \chi\zeta T(\zeta(\psi_T - \phi), \nu_T)]. \quad (10)$$

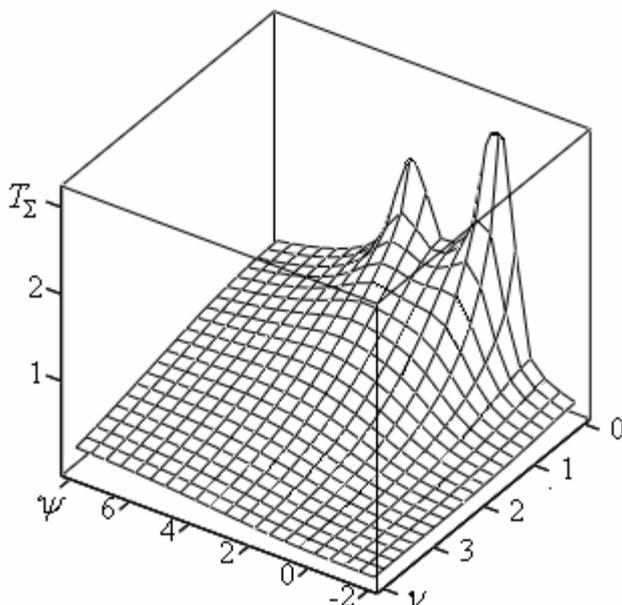


Рис. 3 Безразмерное температурное поле при совместном точении и обкатывании

Безразмерное суммарное температурное поле $T_\Sigma(\psi, \nu)$ при совместном точении и обкатывании имеет вид: $T_\Sigma(\psi, \nu) = T(\psi, \nu) + \zeta T(\zeta(\psi - \phi), \nu)$. На рис. 3 представлено безразмерное температурное поле для значений безразмерных величин $\chi = 0,5$; $\zeta = 1$; $\phi = 3$; $Pe = 2,3$.

Представление температурных полей в безразмерном виде позволяет

устанавливать общие закономерности изменения температур, независимо от конкретных условий обработки, которые учитываются размерными коэффициентами.

Для движущихся источников характерным является распространение тепла впереди источника, о чем свидетельствует положительное значение безразмерной температуры при отрицательных значениях безразмерной координаты ψ . Представленный график свидетельствует о том, что для движущихся источников поверхностный слой прогревается лишь на незначительную глубину, так как кривая температур по глубине достаточно быстро убывает,

Для исследования закономерностей распределения температур на поверхности детали $T(\psi)$ при $\nu = 0$ безразмерное температурное поле (8) с учетом (6) имеет вид:

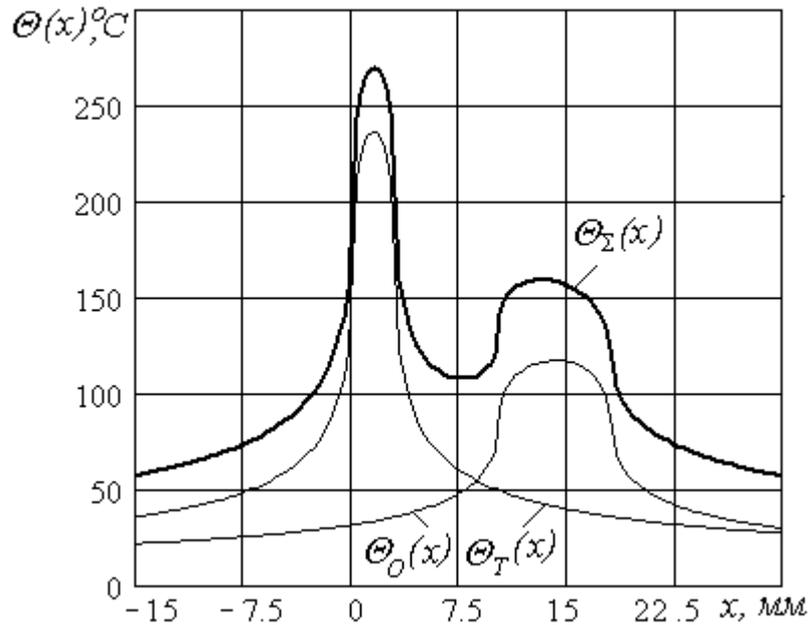


Рис. 5. Распределение температуры $\Theta(x)$ на поверхности детали при точении $\Theta_T(x)$, обкатывании $\Theta_O(x)$ и суммарной для совместной обработки $\Theta_\Sigma(x)$

$$T_\Sigma(\psi) = \left(\frac{\pi}{Pe} \right)^{0,5} \left[\int_0^1 \left(\sqrt{(\psi - \psi_u)^2} \right)^{-0,5} d\psi_u + \chi \zeta \int_0^1 \left(\sqrt{(\zeta(\psi - \phi) - \psi_u)^2} \right)^{-0,5} d\psi_u \right].$$

С использованием указанных зависимостей проведены исследования температурных полей в поверхностном слое детали из стали 45 при совместном точении резцами Т15К6 и обкатывании шариками из стали ШХ15. Расчеты температур выполнялись для следующих режимов обработки: скорость $V = 2$ м/с, подача $s = 0,4$ мм/об. При точении глубина резания составляла $t = 2$ мм, сила резания $P_T = 1500$ Н; при обкатывании сила составляла $P_O = 500$ Н, радиус шарика $R = 10$ мм, расстояние $L = 10$ мм. Ширина источника теплоты при точении $l_T = 3$ мм, при обкатывании $l_O = 1$ мм; безразмерные величины $\phi = 3,37$, $\chi = 5,73$ и $\zeta = 0,38$. Плотность теплового потока при точении $q_T = 3,56 \cdot 10^6$ Вт/м²·с, при обкатывании - $q_O = 2,04 \cdot 10^7$ Вт/м²·с. Графики распределения температур $\Theta(x)$ на поверхности детали при точении $\Theta_T(x)$, обкатывании $\Theta_O(x)$ и суммарной для совместной обработки $\Theta_\Sigma(x)$ представлены на рис.4.

Представленные зависимости позволяют установить максимальную температуру на поверхности детали с учетом суперпозиции температурных полей при совместной обработке. Максимальные значения температур: при точении $\Theta_{max\ m} = 270^{\circ}\text{C}$; при обкатывании $\Theta_{max\ o} = 155^{\circ}\text{C}$.

При исследовании влияния температуры на остаточные напряжения в поверхностном слое интерес представляет изменение температуры по глубине детали, представленное на рис. 5.

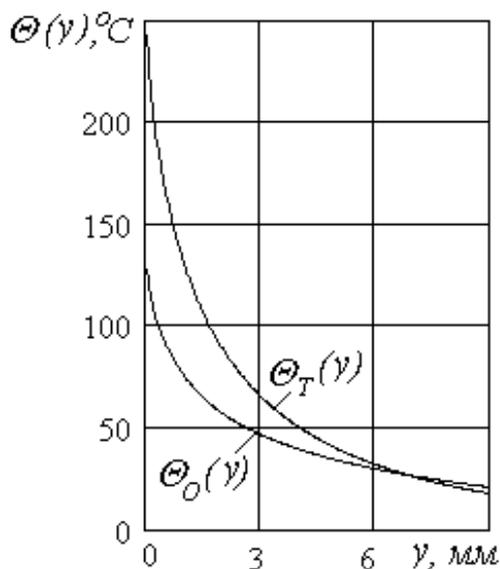


Рис. 6. Распределение температуры $\Theta(\gamma)$ по глубине детали при точении $\Theta_T(\gamma)$ и обкатывании $\Theta_O(\gamma)$

Таким образом, с использованием метода источников разработана методика определения температурного поля в поверхностном слое детали при совместной лезвийной и отделочно-упрочняющей обработке. На ее основании исследовано суммарное безразмерное температурное поле, устанавливающее общие закономерности распределения температур, как на поверхности детали, так и по ее глубине. Приведен пример расчета температур с учетом суперпозиции температурных полей при совместной обработке точением и обкатыванием.

Разработанная методика может найти широкое применение при комбинировании различных видов обработки, в том числе для многоинструментальных наладок, открывая новые возможности в управлении тепловым состоянием поверхностного слоя деталей.

Список литературы: 1. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. – М.: Машиностроение, 2000. – 320с. 2. Качество машин: Справочник. В 2 т. Т.1 / А.Г. Суслов, Э.Д. Браун и др. - М.: Машиностроение, 1995.-256с. 3. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. - М.: Машиностроение, 1981. - 279с. 4. Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. – 288с.

Сдано в редакцию 14.02.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ИНФОРМАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА МАШИН

Кадильникова Т.М. (НМетАУ, г. Днепрпетровск, Украина)

An informational model of monitoring of machines which can change depending on purposes is constructed. The information model as a base of data is a link in system of various-scale models of machines and allows at the certain quantity and quality of the information to receive authentic representation about a technical condition of separate units both mechanisms and all machine as a whole.

Любая форма человеческой деятельности подразумевает операции, которые позволяют выделять события, отмеченные как значительные, анализировать определенного рода факты, представлять некоторые сведения в заранее заданной форме и, наконец, сообщать потребителю неизвестную ему ранее информацию. На этой стадии создается автоматизированная система, которая понимается как совокупность средств и методов, позволяющих собирать, перемещать, обрабатывать и передавать потребителю отобранную информацию.

Создание информационных систем на базе ПЭВМ при исследовании технических объектов в настоящее время приобрело широкое развитие за рубежом и у нас в стране [1-4]. Информационная система позволяет в кратчайшие сроки (несколько секунд) получить необходимый справочный материал — в цифровом, текстовом или графическом виде, а также оперативно решать задачи прогноза и моделирования исследуемых систем. С помощью информационной базы данных возможна постановка комплекса разнообразных задач по экспертной оценке различных технических систем и выбор оптимальных условий их функционирования. К сожалению, при оценке надежности, старения, эксплуатационной годности машин недостаточно полно используются преимущества информационных систем.

Целью настоящего исследования является создание информационной основы комплекса информации о статике, динамике, остаточном ресурсе машин, отдельных узлов и механизмов в виде базы данных.

Решение современной проблемы моделирования и получения необходимых технических характеристик определяет необходимость оперативно решить ряд прогнозных и справочных задач следующего характера:

1. Справочно-информационные (хранение информации в автоматизированной системе, извлечение в целях получения сравнительных оценок).
2. Математическое, концептуальное и имитационное моделирование (составление многофакторных моделей динамических процессов различных режимов эксплуатации, прогнозная оценка и т. п.).
3. Итоговые результаты об эксплуатационной годности и надежности.

В виде базы данных мониторинговых исследований рассмотрена запоминающая система с минимально избыточной совокупностью сведений о технических объектах. Эта совокупность включает информацию о самой машине и её внутренних связях.

База данных должна быть построена с применением автоматизированной системы управления базой данных (АСУБД). Один из наиболее надежных критериев при выборе АСУБД—способность АСУБД обеспечить создание относительно простой в эксплуатации базы данных для решения так называемых плохо обусловленных информационных задач, постановка которых часто изменяется в процессе их решения. К особенностям АСУБД должно относиться следующее:

- отсутствие требований к иерархии структур данных;
- развитой язык описания данных, позволяющий определить значительное многообразие

структурных данных о машине и связей между ними;

- возможность гибкого поиска информации с использованием метода частично инвертированных файлов;
- широкие возможности оперативного управления данными, благодаря которым пользователь может наиболее эффективно применить информацию;
- полный набор программы — утилит базы данных, позволяющий создавать, поддерживать и контролировать базу данных с минимальными усилиями.

Гибкость АСУ БД обусловлена следующими свойствами:

1. Способность определять широкое многообразие типов и структур данных о машине в банке данных.
2. Способность выбирать данные на уровне поля, а не на уровне записи, что обеспечивает независимость данных при пользовании от способа организации их хранения.
3. Способность устанавливать новые поля внутри существующих файлов, динамически преобразовывать не ключевые поля в ключевые, динамически создавать и аннулировать логические связи между файлами, расширять общий объем банка данных.

Все перечисленные процедуры выполняются без создания заново, перегрузки или реорганизации банка данных каким-либо способом.

Технологически место информационной системы в структуре системы мониторинга находится в системе контроля, с помощью которой осуществляется сбор информации и введение ее в базу данных. Из базы данных происходит извлечение информации и на ее основе — исследование динамических закономерностей и математическое моделирование поведения машин, после чего выполняются процедуры прогноза и управления. На конечном этапе цикла мониторинговых исследований происходит корректировка самой системы мониторинга и её контроля.

База данных постоянно пополняется информацией об условиях и факторах эксплуатации и в комплексе с целевыми задачами рационального использования машины является информационным стержнем системы мониторинга. Важнейшими критериями оценки конкретных блоков информационной модели системы мониторинга следует рассматривать характер разных типов информативных параметров и степень неопределенности взаимосвязей между ними.

В информационной модели содержится информация о численном моделировании динамики машины на ПЭВМ на основе её аппроксимационных математических моделей. Наиболее приемлемы следующие виды математического моделирования машин: вероятностные и детерминированные математические модели; линейные и нелинейные аппроксимационные математические модели; стационарные или динамические аппроксимационные математические модели; прогнозные математические модели.

Все перечисленные виды математического моделирования определяют имитационные процедуры по оценке напряженно-деформированного состояния.

Важную роль играет практическое использование результатов математического моделирования. При этом необходимо помнить, что при любом виде и типе моделирования необходимо осуществлять экспертную оценку нескольких вариантов, сгенерированных информационной моделью мониторинга. В связи с этим каждый из вариантов необходимо оценить с экономической, эксплуатационной и экологической стороны в количественной форме или по степени значимости. При наличии данной информации на следующих этапах исследований можно использовать разные способы выбора оценок результатов проведенного моделирования на ПЭВМ для анализа комплексных программ по рациональному использованию машин.

Перспективы использования базы данных заключаются в возможности постоянного пополнения банка данных информацией, получаемой при стационарном и нестационарном изучении динамических процессов в машинах и уточнении их прогнозной оценки для корректировки рабочих режимов эксплуатации и принятия ответственных управленческих решений.

В процессе натуральных испытаний сбор и накопление мониторинговых данных необходимо вести так, чтобы была возможна их передача непосредственно в ПЭВМ для автоматического введения в базу данных в режиме реального времени. Представленная методология может быть использована при наличии персональных компьютеров (разных модификаций) с операционной системой типа WINDOWS (различных модификаций).

При проектировании базы данных принято выделять три этапа:

1. Концептуальное проектирование.
2. Логическое проектирование.
3. Физическое проектирование.

Задачи **концептуального проектирования** в области создания баз информации о мониторинге машин состоит в оценке информационных потребностей мониторинговых исследований, а также перечня данных, полученных при их проведении и необходимых для обеспечения этих потребностей.

В общем случае концептуальное проектирование начинается с определения целей и задач, стоящих перед мониторинговыми исследованиями. Цели и задачи высшего уровня расчлняются до тех пор, пока в результате декомпозиции не будет достигнут уровень приложений и функций, выполнение которых возможно без дальнейшего разбиения. Далее определяются информационные потребности каждого приложения, и для тех из них, которые будут автоматизированы, определяются требования к данным.

Принятие решения о необходимости автоматизации тех или иных функций деятельности и фиксирование уровней концептуальной модели данных о состоянии узлов и механизмов предполагает тщательный анализ возможной будущей эффективности автоматизированных функций.

Логическое проектирование базы данных предполагает описание их логической структуры. Описать логическую структуру данных — значит указать, какие данные и в какой форме должны быть представлены для ввода в память ПЭВМ.

Учитывая, что для конкретного объекта исследований постоянна цель исследования, набор применяемых методов экспериментальных исследований и некоторые другие параметры, в комплексе регистрируемых мониторинговых данных выделяются следующие структурные уровни: технический объект (машина, механизм, узел, деталь, единичный элемент, точка), координаты привязки выделенных элементов, вид экспериментальных исследований, элемент данных (отдельный параметр или группа параметров) и др.

Физическое проектирование базы данных отражает характер их расположения в памяти ПЭВМ или специальных устройствах накопления информации. И если на этапе логического проектирования при описании логической структуры данных все находится во власти исследователя-экспериментатора, то на этапе физического проектирования — все, или практически все, определяется системой управления базой данных (СУБД). Исследователь может только задать число и характер полей данных, а расположением данных в памяти ПЭВМ или на специальных устройствах накопления информации управляет уже СУБД.

Наиболее оптимальным методом создания информационной основы моделей является метод дифференциации информации на следующие информационные блоки рис. 1. База данных должна быть построена с применением АСУБД. Один из наиболее надежных критериев при выборе СУБД—способность СУБД обеспечить создание

относительно простой в эксплуатации базы данных для решения так называемых плохо обусловленных информационных задач, постановка которых часто изменяется в процессе их решения.

Пользователями информации может быть любой потребитель, применяющий информацию об условиях и факторах функционирования машин и механизмов.

Формирование блоков информации и идеология действий при подготовке мониторинговой информации о конкретной машине для введения в базу данных имеет ряд особенностей. Основные трудности при формировании базы данных:

1. Разработка классификаторов узлов и деталей.
2. Привязка информации к конкретному узлу и механизму, агрегату.
3. Получение информации из базы данных.

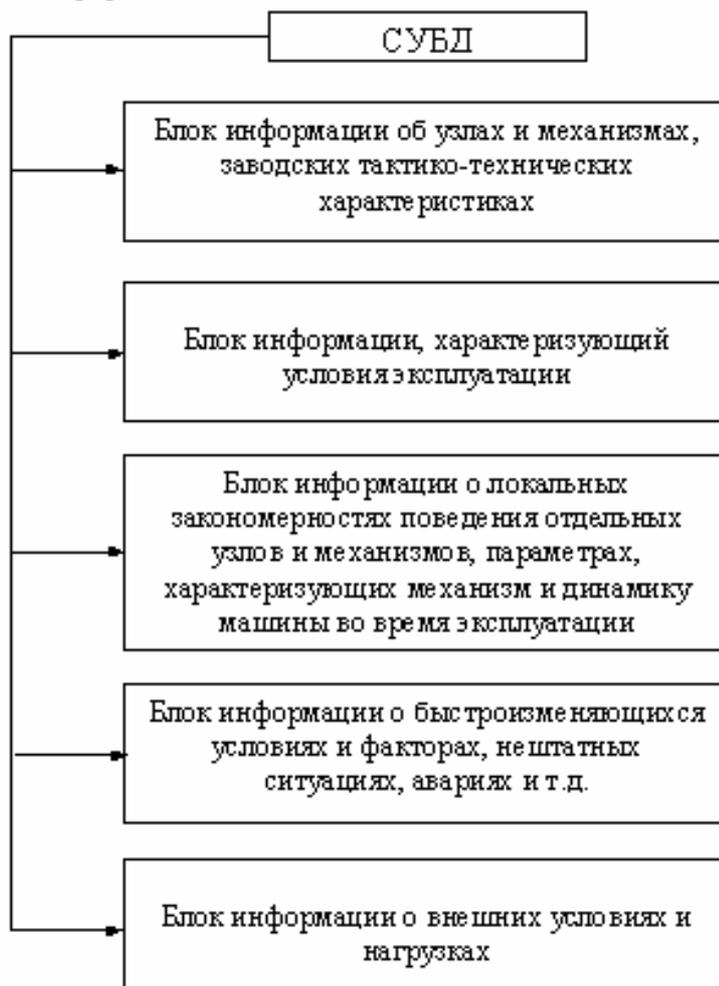


Рис. 1. Информационная модель системы мониторинга машин

Вопросы моделирования задач статики и динамики машины требуют постоянного анализа связей между блоками информационной системы. Одна из ключевых проблем, которую необходимо преодолеть в процессе создания базы данных — кодирование и введение в информационную систему параметров об узлах и механизмах машин. Разномасштабная информация для привязки к изучаемой машине в конечном счете должна быть аналитически связана с ее общими графическими координатами.

В СУБД вводятся информационные признаки, касающиеся условий и различных факторов динамических процессов. Можно сконструировать разномасштабную оперативную систему оценки технического состояния в рамках элементарных ячеек для разных типов аппроксимационных математических моделей (статических, динамических

и вероятностных) на основе экспериментальной информации, полученной в ходе мониторинговых исследований.

Анализ информации в СУБД состоит в итоговом наложении и анализе чертежей, рисунков, эксплуатационных условий и факторов, экспериментальной информации о динамических процессах. На этом этапе должны быть проанализированы влияние каждого фактора на состояние изучаемой машины с учетом эксплуатационных условий.

СУБД постоянно пополняется информацией об условиях и факторах эксплуатации машин и, в комплексе с задачами рационального их использования, является информационным стержнем системы мониторинга машин.

Задачи моделирования динамики машин требуют постоянного анализа связей между блоками информационной системы. При решении задач такого класса должны быть:

- выделены информационные блоки с двух- и трехсторонними связями;
- выделены информационные блоки с односторонними связями;
- проведены оценки связей между отдельными компонентами одного и того же информационного блока;
- выполнены комплексные оценки взаимосвязи нескольких информационных блоков внутри системы.

При изменении или корректировке задач мониторинговых исследований информационная модель может быть изменена в зависимости от целевых установок.

Выводы:

1. Построена информационная модель системы мониторинга машин.
2. Реализация информационной системы в виде базы данных определяет контроль за напряженно-деформированным состоянием узлов и механизмов машины.
3. Использование базы данных предполагает постоянное пополнение банка данных информацией, получаемой при стационарном и нестационарном изучении динамических процессов в машинах.
4. С помощью информационной модели осуществляется корректировка рабочих режимов эксплуатации машин, а также принятие ответственных управленческих решений.

Список литературы: 1. Інтегровані експертні системи діагностування в енергетики/ Б.З Стогній, В.А. Гуляев, А.У. Киришенко та ін. – К.: Наук. думка, 1992. - 248 с. 2. Хаббард Дж. Автоматизированное проектирование баз данных.-М.: Мир, 1984—296 с. 3. Peters B., Donald J. Civil Service Reform: Misdiagnosing the Patient. Public Administration Review 54 (September/October): 1994. - P. 418 — 425. 4. Комплексные геодезические исследования при строительстве гидротехнических сооружений. Под ред. Савича А.И., Куюнджича Б.Н.//М., Наука, 1990. – 463 с.

Сдано в редакцию 14.02.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ЦИКЛУ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Колот Л. П., Бойко Ю. А. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

In clause the problem of forecasting curvature of unrigid details is considered during its processing in view of the basic technology factors. The mathematical models allowing to take into account these factors at forecasting of a bend of flat unrigid details during their manufacturing are developed.

Достижение заданной точности формы и размеров нежестких деталей обусловлено значительными технологическими трудностями, поскольку наличие остаточных напряжений в заготовках и их изменение в процессе обработки вызывает коробление, что приводит к погрешности формы, нередко превышающей допустимую.

К числу важнейших исследований, открывающих новые возможности значительного повышения точностных характеристик нежестких деталей относятся разработки П. Н. Ящерицина, А. Н. Промптова, О. Ю. Коцюбинского, Л. С. Константинова, А. Н. Овсенко об управлении качеством обработки деталей, главным образом за счет рациональных методов устранения вредного влияния остаточных напряжений.

Анализ литературы показал, что работы в основном касаются нежестких деталей с постоянным по ширине сечением. Кроме того отсутствуют сведения о комплексном прогнозировании коробления деталей по всему циклу обработки.

Таким образом целью работы является проведение комплексных исследований, которые позволили бы прогнозировать коробление по всему технологическому циклу изготовления деталей, особенно деталей сложного поперечного сечения.

Для достижения поставленной цели были решены задачи, позволяющие исследовать влияние отдельных факторов на образование погрешностей формы деталей.

При изготовлении нежестких деталей их суммарная погрешность формы складывается из первичных погрешностей, результирующий вектор которых можно представить в виде:

$$\bar{f}_{\Sigma} = \bar{f}_z + \bar{f}_{mo} + \bar{f}_n + \bar{f}_{nc} + \bar{f}_d \quad (1)$$

где: \bar{f}_z - коробление заготовки, мм; \bar{f}_{mo} - коробление при термообработке, мм; \bar{f}_n - коробление в зависимости от величины удаляемого припуска, мм; \bar{f}_{nc} - величина коробления в зависимости от остаточных напряжений в поверхностном слое, мм; \bar{f}_d - характеризует погрешность формы, вызванную прогибом детали под действием сил резания, мм.

Коробление заготовки \bar{f}_z определяется визуально, т. е. методом измерения.

Коробление при термообработке \bar{f}_{mo} определяется по методике, приведенной в [1].

$$f_{mo} = \frac{l}{0.01745\Theta} (1 - \cos(\Theta/2)) \quad (2)$$

где: l - длина детали, мм; Θ - относительный угол поворота поперечных сечений, рад.

$$\Theta = \frac{\int \delta E y dF}{\int E y^2 dF} \quad (3)$$

где: δ – приращение температурного линейного расширения волокна, град⁻¹; E – модуль упругости материала в зависимости от температуры, МПа; y – расстояние от центра тяжести поперечного сечения детали до рассматриваемого слоя, м.

Величина \bar{f}_n определяется по методике, приведенной в [2].

$$f_n = \frac{3\sigma_0 l^2 \Delta}{8Eh^2} \quad (4)$$

где: σ_0 - напряжения в заготовке перед обработкой, МПа; l - длина детали, мм; Δ - величина припуска, мм; E - модуль упругости, МПа; h - половина толщины детали, мм.

Недостатком метода является то, что он не позволяет определить коробление детали, имеющей сложное поперечное сечение. Для решения этого вопроса рассмотрим механизм искривления детали при различных величинах снятого припуска (рис. 1).

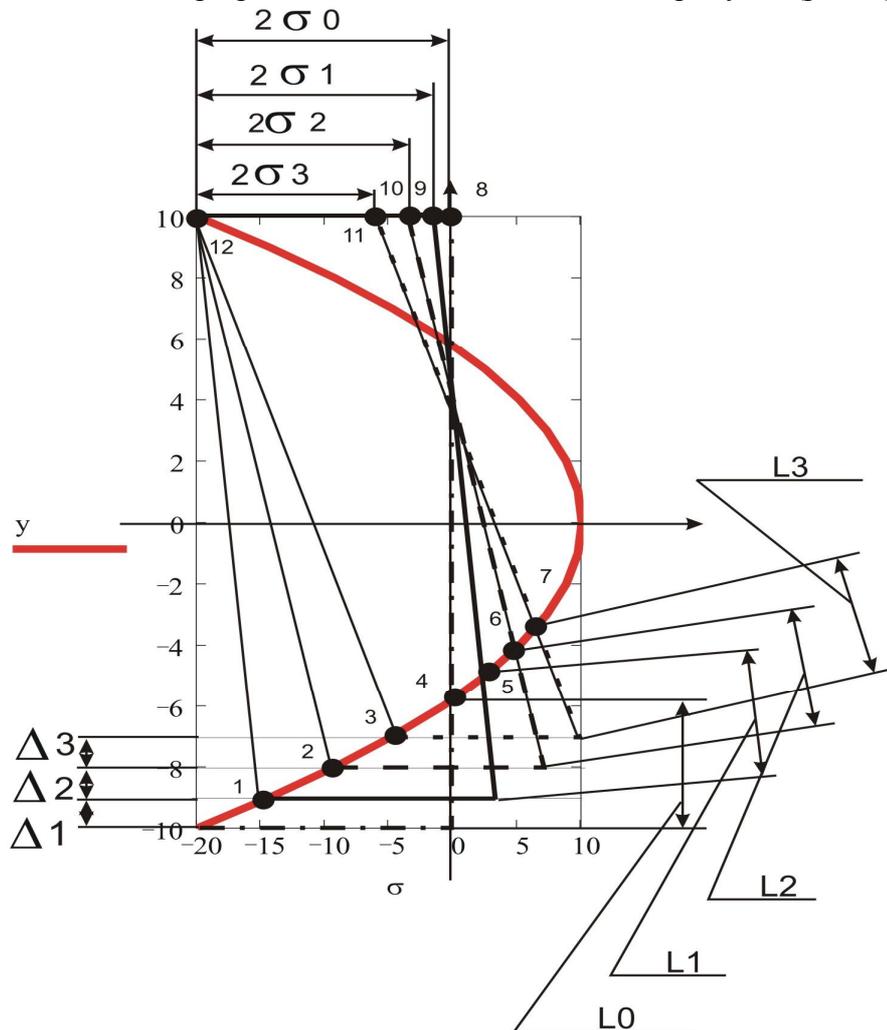


Рис. 1. Механизм искривления детали в зависимости от снятого припуска

На основании данной схемы рассмотрено изменение величины σ_i и равнодействующей Q_i от величины припуска Δ (таблица 1). Величину Q_i определим по формуле:

$$Q_i = \frac{\sigma_i L_i}{2}$$

Значения σ_i и Q_i в таблице (1) приведены для случая снятия равномерного припуска. Рассмотрим случай, если припуск снят не равномерно.

Таблица 1 – Изменение Q и σ в зависимости от припуска Δ

i	Δ , мм.	σ , мПа	L, мм	Q, Н
0	0	10	4,1	20,5
1	1	8,75	3,9	17,1
2	2	7,9	3,8	15
3	3	6,75	3,6	12,2
4	4	5,25	3,1	8,14
5	5	4,5	3	6,75

Пусть деталь после обработки будет иметь вид показанный на рис. 2. Данную деталь можно разделить на две части 1-я и 2-я. В каждой из этих частей будут присутствовать свои внутренние напряжения σ_0 и σ_i соответственно.

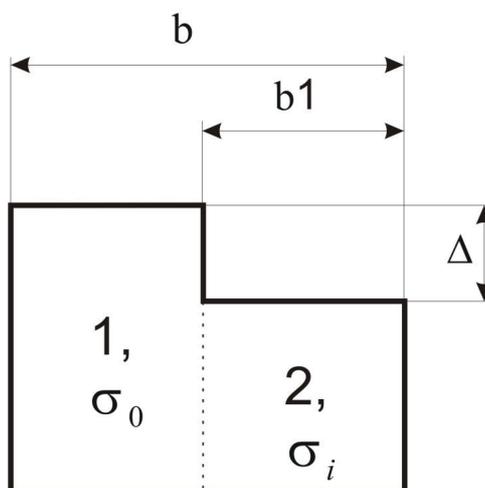


Рис. 2. Обрабатываемая деталь

Из теории сложения сил известно, что $\bar{F}_\Sigma = \sum \bar{F}_i$

Тогда Q_Σ для этой детали будет: $Q_\Sigma = kQ_0 + (1-k)Q_i$

$$k = \frac{b - b_1}{b}$$

где: k – коэффициент (), учитывающий величину неравномерности припуска.

Если $b_1=0,5b$, $\Delta=4$ мм, то $Q_\Sigma=0,5Q_0 + 0,5Q_4=14,4$ Мпа, что соответствует Q_2 при этом погрешность не превышает 4%.

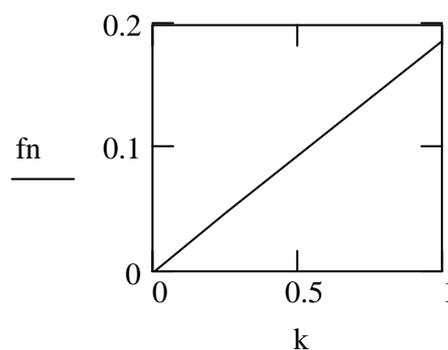
Таким образом, в формулу (4) необходимо ввести коэффициент k . Она примет вид:

$$f_n = \frac{3\sigma_0 l^2 \Delta k}{8Eh^2} \quad (5)$$

Проанализируем зависимости f_n от полученного коэффициента k . Расчеты выполнены с применение пакета Mathcad.

$h:=20 \text{ мм}$ $E:=2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ $\sigma:=10 \text{ МПа}$ $\Delta:=4 \text{ мм}$ $l:=500 \text{ мм}$

$$k := \begin{pmatrix} 1 \\ 0.75 \\ 0.5 \\ 0.25 \\ 0 \end{pmatrix} \quad f_n := \frac{(3 \cdot \sigma \cdot l^2 \cdot \Delta) \cdot k}{8 \cdot E \cdot \left(\frac{h}{2}\right)^2}$$



Как видим эта зависимость линейная.

Для экспериментальной проверки обрабатывались два типа деталей: 1-й тип – припуск снимался вдоль детали (рис. 3,а). 2-й тип – припуск снимается поперек детали, равномерно по всей поверхности (рис. 3,б). Припуск снимается за 3 перехода в обоих случаях. Результаты эксперимента приведены в таблице 2

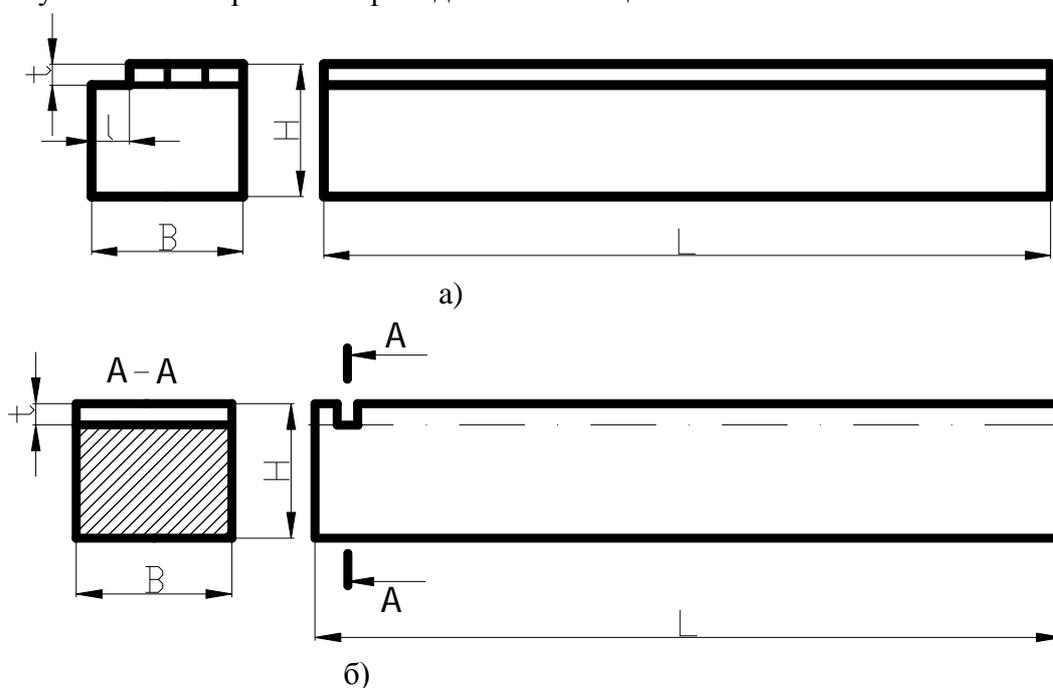


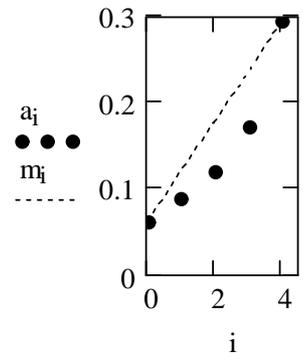
Рис. 3. Опытные образцы

Таблица 2 – Результаты экспериментов

Образец 1		Образец 2	
H, мм	18	H, мм	24
B, мм	24	B, мм	18
L, мм	200	L, мм	200
t, мм	2,5	t, мм	2,5
l, мм	6	l, мм	8
коробление до обработки, мм	0,061	коробление до обработки, мм	0,076
коробление – 0,25 припуска, мм	0,088	коробление – 0,33 припуска, мм	0,081
коробление – 0,5 припуска, мм	0,119	коробление – 0,6 припуска, мм	0,099
коробление – 0,75 припуска, мм	0,171	коробление – 1 припуска, мм	0,116

коробление – 1 припуска, мм	0,294	
-----------------------------	-------	--

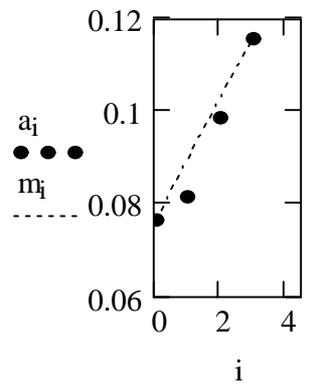
Определим погрешности экспериментальных исследований:
для детали а)



$$c_i := (|a_i - m_i|) \cdot \frac{100}{m_i}$$

$$c = \begin{pmatrix} 0 \\ 26.401 \\ 32.879 \\ 27.308 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Для детали б)



$$c_i := (|a_i - m_i|) \cdot \frac{100}{m_i}$$

$$c = \begin{pmatrix} 0 \\ 9.094 \\ 3.874 \\ 0 \end{pmatrix}$$

где: а – экспериментальные данные, мм; m – коробление, рассчитанное по формуле (5), мм; с – расхождение экспериментальных и теоретических данных, %.

Анализируя полученные данные видим, что погрешность не превышает 32%.

Величина \bar{f}_{nc} определяется по зависимости представленной в [3]:

$$f_{nc} = \pm \frac{Bl^2 \delta \sigma}{8EW} \tag{6}$$

где: W – момент сопротивления сечения, мм⁴; δ – глубина залегания наклепанного слоя, мм; σ - напряжения в поверхностном слое, мПа.

\bar{f}_δ - определяется методами сопромата в зависимости от способа установки детали в приспособлении. На рис.4 показан пример возможной схемы нагружения детали при ее обработке резанием.

$$\bar{f}_\delta = \bar{f}_{kp} + \bar{f}_n \tag{8}$$

\bar{f}_{kp} - Погрешность, вызванная кручением детали от приложения силы резания, мм;

\bar{f}_n - Погрешность, вызванная прогибом детали от приложения силы резания, мм.

$$\bar{f}_{kp} = 2C \sin\left(\frac{PCab}{2IGI}\right) \tag{9}$$

где: C – расстояние до нейтральной линии, мм; P – сила резания, Н; G – Модуль упругости при кручении, мПа; I – момент инерции поперечного сечения детали, мм⁴.

$$\bar{f}_n = \frac{Pl^3}{48EI} \quad (10)$$

где: E – модуль упругости при изгибе детали, мПа.

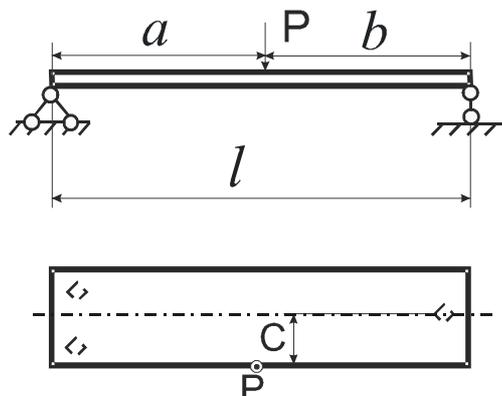


Рис.4. Схема нагружения детали

В работе были проведены теоретические исследования составляющих погрешностей при изготовлении нежестких деталей со сложным поперечным сечением, которые с достаточной степенью точности подтверждены экспериментальными исследованиями.

В результате получены математические модели (2,5,6,9,10), учитывающие погрешности, возникающие в ходе получения заготовки, термообработки, коробление от перераспределения остаточных напряжений при удалении припуска, деформаций от возникающих напряжений в поверхностном слое, и погрешностей, возникающих от сил резания.

Таким образом решена комплексная задача моделирования погрешностей нежестких деталей.

Список литературы: 1. Абрамов В. В. Напряжения и деформации при термической обработке стали - Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1995. – 133с. 2. Константинов Л. С., Трухов А. П. Напряжения, деформации и трещины в отливках - М.:Машиностроение, 2001. – 199с. 3. Колев К. С. Вопросы точности при резании металлов - Киев: Машгиз, 1961. – 132с.

Сдано в редакцию 05.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Шевченко Ф.Л.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА МЕХАНООБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ

Лаздынь С.В., Секирин А.И. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

The new generalized model of automated technological complexes for mechanical processing is developed, which constructed on the basis of object models of its standard components: the technological, transport, storehouse equipment and control system. The model ensures an opportunity of technological complexes modeling with the different composition of equipment and layout scheme. Experiments with model are made and their results were analysed. The recommendations for increasing of an overall performance of the complex are proposed.

Введение. Одним из основных направлений технического прогресса в машиностроении является автоматизация обрабатывающего и вспомогательного оборудования с использованием современных компьютерных технологий, создание на этой базе автоматизированных технологических комплексов (АТК), являющихся в свою очередь основой для построения компьютерно-интегрированных производств.

АТК включают в себя автоматизированное технологическое оборудование для механообработки деталей: станки с числовым программным управлением (ЧПУ), гибкие производственные модули (ГПМ), а также - вспомогательное оборудование: автоматизированный транспорт (транспортные роботы, роботизированные тележки), автоматизированную складскую систему. Координацию взаимодействия различного оборудования и функционирование комплекса в целом обеспечивает система управления (СУ АТК) путем выдачи команд и контроля их выполнения [1].

Создание АТК требует больших материальных и временных затрат, поэтому для эффективной эксплуатации таких объектов необходимо обеспечить высокую загрузку технологического оборудования, свести к минимуму непроизводительные потери времени и простои. При этом необходимо наличие модели АТК, которая обеспечит достаточно точное отображение процессов функционирования производственного оборудования, движения материальных потоков во времени и пространстве.

Проведенный анализ методов, применяемых для моделирования работы АТК показал, что наиболее часто используются подходы, основанные на использовании сетей и графов или имитационное моделирование [1, 2]. Однако, указанные модели в большинстве случаев не обеспечивают высокой степени адекватности из-за наличия ряда ограничений и упрощений. Поэтому, несмотря на проведенные исследования, задача создания модели АТК не получила окончательного решения и имеет актуальное значение.

Целью данной работы является построение модели АТК механообработки, с использованием которой можно экспериментальным путем выявить и устранить «узкие» места в работе комплекса, определить рациональные параметры, обеспечивающие высокую загрузку технологического оборудования.

Построение объектной модели АТК. Принимая во внимание сложность АТК, как объекта моделирования, многообразие его модификаций и реализаций для изготовления различных типов деталей и узлов, для построения модели АТК предложено использовать объектно-ориентированный подход (ООП) [2].

В результате проведенного системного анализа АТК механообработки выделены следующие его типовые компоненты: гибкий производственный модуль, автоматизированный склад, транспортный модуль и система управления. Для моделирования типовых компонентов АТК разработаны соответствующие классы

объектов. Рассмотрим построение объектной модели технологического оборудования ATK – гибкого производственного модуля (ГПМ). Обобщенная функциональная схема гибкого производственного модуля представлена на рис. 1.

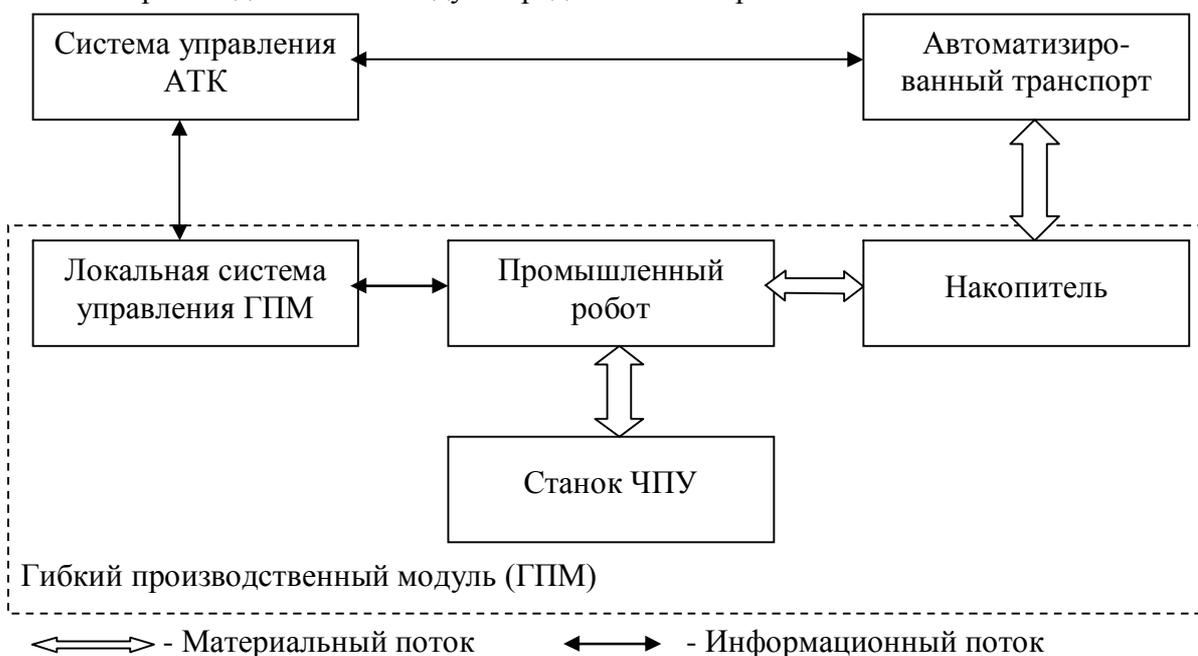


Рис. 1. Обобщенная функциональная схема гибкого производственного модуля ATK

Для моделирования ГПМ создан класс объектов TGPM, разработаны функции, которые по команде системы управления выполняют расчет времени окончания наладки, обработки, а так же случайным образом генерируют момент выхода из строя оборудования и его восстановления. Аналогичным образом для моделирования автоматизированного склада и транспорта разработаны классы объектов TSKD, TTM соответственно, описаны их свойства и методы.

Для моделирования системы управления ATK, создан класс объектов TSU. Объекты данного класса в процессе моделирования технологического цикла могут находиться в следующих состояниях: прием и распознавание сообщений от оборудования; выдача команд оборудованию; контроль за состоянием технологического и транспортно-складского оборудования; контроль за прохождением деталями технологических операций.

Для класса TSU реализованы функции, которые выполняют управление технологическим и транспортно-складским оборудованием посредством выдачи команд и контроля их выполнения. Для обеспечения взаимодействия объектов в модели ATK разработан дополнительный класс TDS (диспетчер событий). Основные функции класса TDS – распознавание, регистрация и передача команд и событий адресатам, формирование расписания работы ATK на базе выходной таблицы. Обобщенная функциональная схема взаимодействия объектов модели ATK приведена на рис. 2.

На начальном этапе моделирования производится инициализация компонентов модели, при которой в объекты загружаются характеристики оборудования ATK, его размещение и другие параметры. В процессе моделирования система управления (TSU) взаимодействует с модулями (TGPM, TTM, TSKD) с помощью диспетчера событий. Исходя из производственной программы ATK, наличия и состояния оборудования система управления формирует команды-задания модулям. Диспетчер событий (TDS) получает от объекта TSU эти команды, распознает их и передает модулям-адресатам. Получив команду, модуль выполняет соответствующую операцию и посылает TDS сообщение о её завершении. Диспетчер включает это сообщение в очередь событий модели. При наступлении времени совершения очередного события TDS извлекает его из очереди и

передает для анализа в систему управления. Фиксация всех команд и сообщений

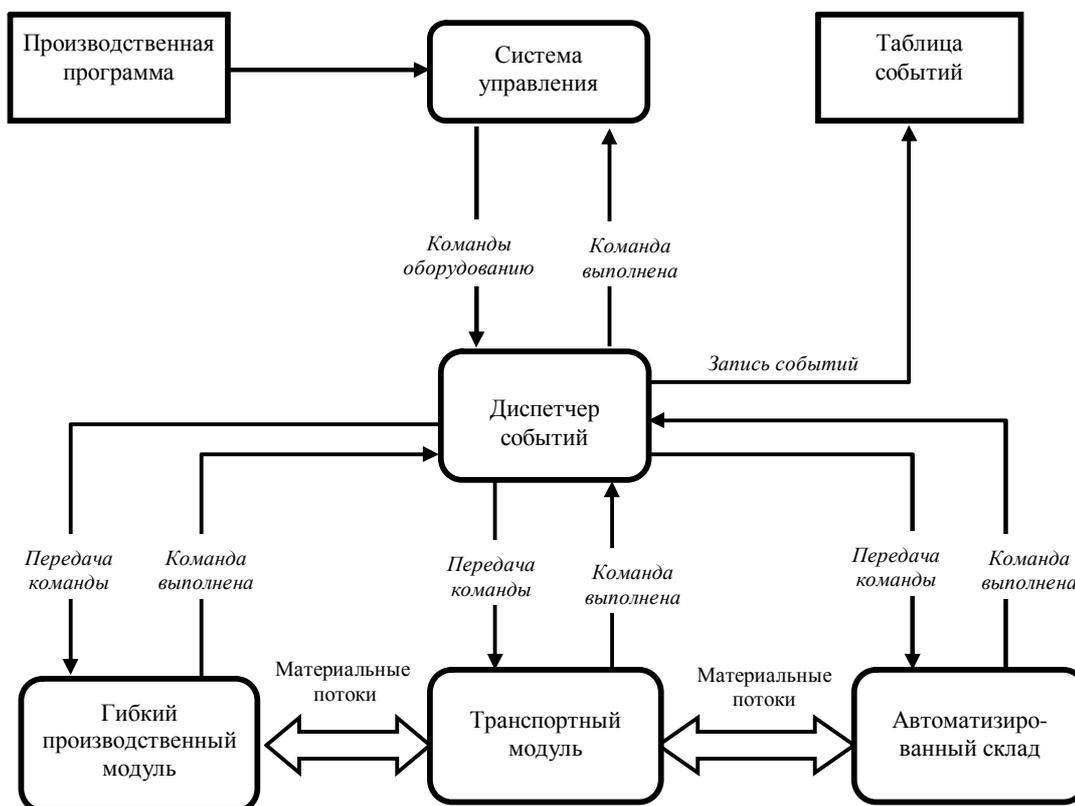


Рис.2. Схема взаимодействия объектов модели АТК

производится в выходной таблице событий модели АТК [3].

Объектно-ориентированная модель АТК программно реализована с помощью языка визуального программирования Delphi 7.0. Для хранения информации о составе, характеристиках и компоновке оборудования, об обрабатываемых деталях, о технологических операциях и др. разработана база данных в формате СУБД Paradox.

Экспериментальные исследования АТК с использованием объектной модели АТК и анализ полученных результатов. В качестве объекта исследований выбран автоматизированный технологический комплекс механообработки деталей типа тел вращения, созданный в ОАО «Точмаш» (г. Донецк.). В его состав входят семь ГПМ модели 1П756ДФ398, расположенные в один ряд вдоль пролета корпуса. Каждый станок обслуживается подвесным роботом модели СМ80Ц2503. Станок оснащен системой ЧПУ «Синумерик 7Т». Автоматизированная транспортно-накопительная система выполнена пространственно в виде линии, расположенной вдоль ГПМ и включает в себя: автоматизированный транспорт (ТРМ-01) и автоматизированный склад (РСК-1000).

В результате моделирования на ПЭВМ работы данного АТК были получены данные о загрузке различных видов оборудования. Анализ этих данных показал, что средний коэффициент загрузки ГПМ составляет 0,692, потери на переналадку оборудования невелики и составляют около 3,8%, простои ГПМ составляют 26,9%. Коэффициенты загрузки транспорта и склада равны 0,99 и 0,65 соответственно.

Анализ простоев ГПМ показал, что основными их причинами являются: ожидание обслуживания транспортным модулем (12%), отсутствие заготовок (10,5%), поломки оборудования (4,5%). Это свидетельствует о том, что автоматизированный транспорт не успевает выполнять поступающие от ГПМ заявки на перемещение деталей, т.е. является «узким местом» в данном АТК.

Проведенный анализ показал, что возможны два варианта устранения выявленного “узкого места”: а) повышение пропускной способности автоматизированного транспорта; б) снижение интенсивности потока заявок на обслуживание транспортом.

Для реализации первого варианта необходимо увеличить скорость работы транспортного модуля путем его замены на новый. Эксперименты с моделью показали, что при замене существующего транспорта на модель робокара КТ10-01, скорость транспортного средства увеличилась в 2 раза и его коэффициент загрузки снизился до 0,89. Вместе с тем произошло увеличение загрузки ГПМ до 0,74 и снижение простоев до 0,23 (рис.3).

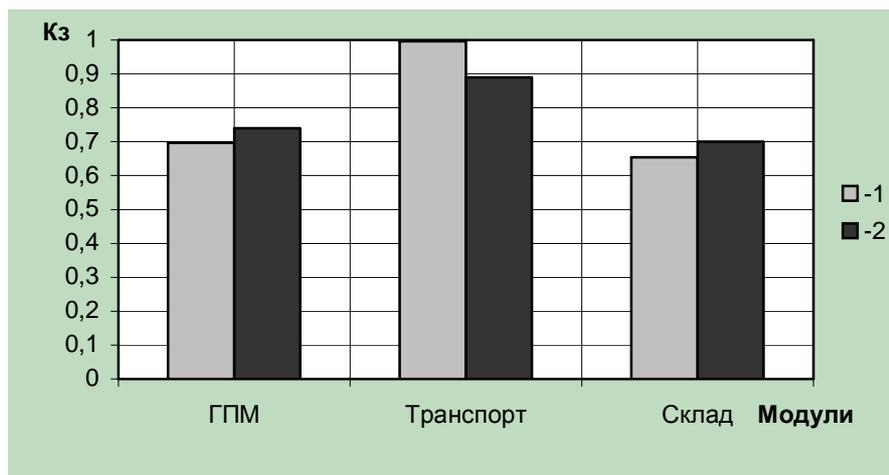


Рис. 3. Средние коэффициенты загрузки оборудования АТК до (1) и после (2) замены транспортного модуля

Бол предусматривает дополнительных капитальных вложений. При этом снижение интенсивности поступления заявок транспорту можно обеспечить двумя способами: путем увеличения размера транспортных партий или увеличения емкости накопителей при ГПМ. С использованием объектной модели исследованы указанные способы улучшения работы транспорта и повышения загрузки технологического оборудования. Анализ зависимости среднего коэффициента загрузки ГПМ от размеров транспортной партии (рис. 4) позволил установить их рациональное значение в пределах 50-70 деталей. При этом простои ГПМ из-за ожидания транспорта уменьшаются на 20%.

Увеличение количества мест в накопителях при каждом ГПМ позволяет уменьшить простои ГПМ в ожидании обслуживания и разгрузить транспорт. Зависимость среднего коэффициента загрузки (Кз) ГПМ от количества мест (Км) в накопителях представлена на рис 5. Анализ данной зависимости показал, что рациональным является размер накопителей на 4-6 позиций тары с деталями. При этом простои ГПМ в ожидании транспорта уменьшаются еще на 25%.

На основании полученных результатов разработаны практические рекомендации по улучшению работы транспортного модуля, что обеспечило повышение загрузки технологического оборудования на 11,2% без дополнительных капитальных вложений.

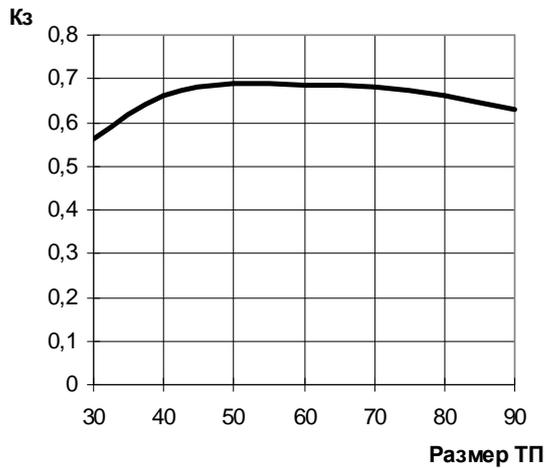


Рис.4. Влияние размера транспортных партий (ТП) на коэффициент загрузки ГПМ (Кз)

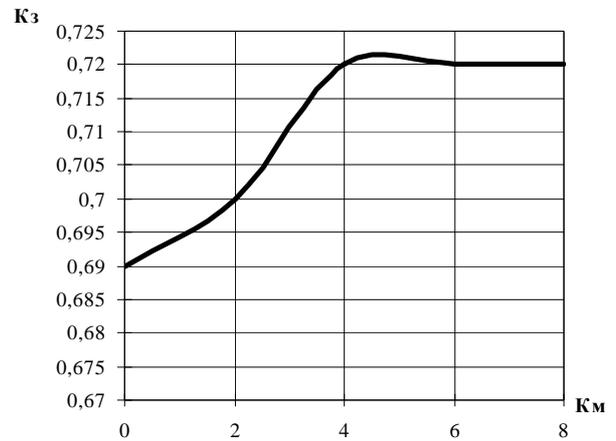


Рис.5. Зависимость среднего коэффициента загрузки ГПМ (Кз) от количества мест в накопителях (Км)

Таким образом, за счет указанных изменений средние коэффициенты загрузки оборудования АТК изменятся следующим образом: ГПМ увеличится до 0,77, транспорта уменьшится до 0,82, склада уменьшится до 0,53.

Выводы. Разработанная объектная модель АТК позволила получить и проанализировать загрузку различных видов оборудования и выявить "узкое место" – автоматизированный транспорт. Разработаны и экспериментально подтверждены рекомендации по улучшению работы транспортного модуля, что обеспечило повышение загрузки технологического оборудования на 11,2% без дополнительных капитальных вложений.

Построенная объектная модель АТК является универсальной, она может быть использована для исследования и повышения эффективности работы автоматизированных технологических комплексов механообработки разных типов деталей, отличающихся составом оборудования и компоновочными схемами с различной степенью автоматизации.

Список литературы: 1. Лаздынь С.В., Секирин А.И. Совершенствование методов управления автоматизированными технологическими комплексами механообработки на основе объектно-ориентированного подхода и генетических алгоритмов // Зб. наук. пр. ДонДТУ. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація, випуск 38. – Донецьк: ДонДТУ.- 2002. - С. 169-175. 2. Лаздынь С.В., Секирин А.И. Объектно-ориентированный подход в моделировании автоматизированных технологических комплексов механообработки. //Материалы всеукраинской конференции «Информационные технологии в науке и технике (ITONT-2002)». – Черкассы: ЧГТУ, 2002. - С. 243-246. 3. Секирин А.И. Построение объектно-ориентированной модели автоматизированного технологического комплекса механообработки. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація, випуск 64. – Донецьк: ДонНТУ, 2003. - С. 223-233.

Сдано в редакцию 03.02.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Суслов А.Г.

РАСЧЕТ ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ С УЧЕТОМ СООТНОШЕНИЯ ПОДАЧИ НА ЗУБ И ОСЕВОГО БИЕНИЯ СВЕРЛА

Малышко И.А., Коваленко В.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The classification of process of drilling is offered in view of intercoupling of feed, manufacturing accuracy of drill and shape of a face surface of drill. The calculation of tangential cutting force is made at machining of steel become with drill with a flat face surface and hard alloy cutting part.

Возникающие в процессе сверления силы резания в значительной степени определяют точность обработки. Исследованию силовых зависимостей при сверлении посвящены многие работы, например [1,2]. Проводимые авторами исследования [3,4] показали, что большое значение имеет соотношение между элементами режимов резания и точностью изготовления сверл, в частности, между подачей на зуб сверла и биением режущих кромок инструмента в осевом направлении.

В зависимости от вышеуказанного соотношения возможно резание симметричное и асимметричное: двухстороннее и одностороннее. Значения возникающих составляющих силы резания при этом будут различны. В настоящее время отсутствует методика расчета составляющих силы резания на каждой режущей кромке с учетом вышеуказанного соотношения между элементами режимов резания и точностью изготовления сверл.

Целью работы является выявление закономерностей изменения тангенциальной составляющей силы резания вдоль режущей кромки сверла в зависимости от вида процесса сверления.

С учетом соотношения между такими факторами, как подача, форма передней поверхности и точность изготовления сверл возможна следующая классификация процесса сверления (рис. 1). Известно [5], что с точки зрения точности применяют сверла общего назначения и точного исполнения, которые отличаются, в частности, допуском на осевое биение режущих кромок сверла.

По виду передней поверхности различают сверла с плоской и винтовой передней поверхностью. Для сверл, имеющих вышеназванные особенности, с учетом соотношения между подачей на зуб и точностью изготовления сверл по параметру осевого биения, резание может быть симметричным, а также асимметричным двухсторонним и асимметричным односторонним.

Одним из основных факторов, оказывающих влияние на процесс резания, в том числе и на возникающие при сверлении силы резания, является толщина среза.

Симметричное резание имеет место при строго симметричной заточке режущих кромок сверла. В этом случае осевое биение режущих кромок инструмента равно нулю: $B_{sim} = 0$, а толщина среза определится из выражения

$$a_{sim} = s_z \sin \varphi, \quad (1)$$

где s_z – подача на зуб сверла; φ – главный угол в плане.

Обеспечить абсолютно точную (симметричную) заточку режущих кромок сверла практически невозможно; следовательно, обычно реализуется процесс асимметричного резания.



При реализации процесса резания в зависимости от исходных условий обработки назначается подача при сверлении и выбирается сверло определенной точности. В работе показано, что в зависимости от соотношения подачи на зуб и допусков на осевое биение сверл возможна реализация как двухстороннего, так и одностороннего резания.

Так как допуск на осевое биение для сверла общего назначения B_{ob} всегда больше соответствующего допуска для сверла точного исполнения B_{to} ($B_{ob} > B_{to}$), то возможны три нижеприведенные случая соотношения подачи на зуб и допусков осевого биения режущих кромок инструмента (для каждого случая обозначим подачи на зуб соответственно s_{z1} , s_{z2} и s_{z3}):

$$s_{z1} > B_{ob} > B_{to}; \quad (2)$$

$$B_{to} \leq s_{z2} \leq B_{ob}; \quad (3)$$

$$s_{z3} < B_{to} < B_{ob}, \quad (4)$$

то есть $s_{z1} > s_{z2} > s_{z3}$.

На рис. 2 приведена блок-схема алгоритма для определения значений толщины среза при сверлении в зависимости от соотношения подачи на зуб и допуска на осевое биение сверла.

Прежде всего, проверяется условие $s_z \geq B_{ob}$ и если оно выполняется, то имеет место 1-й вышерассмотренный случай (см. выражение 2), то есть $s_z = s_{z1}$. В этом случае возможно использование сверл, как общего назначения, так и точного исполнения.

При применении сверл общего назначения осуществляется двухстороннее асимметричное резание и для определения значений толщины среза принимается решение «А», представляемое группой нижеприведенных уравнений:

$$a_{max,A} = s_{z1} \sin\varphi + B_{ob} \sin\varphi; \quad (5)$$

$$a_{min,A} = s_{z1} \sin\varphi - B_{ob} \sin\varphi; \quad (6)$$

$$\Delta a_A = 2 B_{ob} \sin\varphi, \quad (7)$$

где $a_{max,A}$, $a_{min,A}$ – максимальное и минимальное значение толщины среза и $\Delta a_A = a_{max,A} - a_{min,A}$ – колебание толщины среза при принятии решения «А» соответственно. В этом случае толщина среза зависит не только от факторов s_{z1} и φ , но также и от величины допуска на осевое биение B_{ob} сверл общего назначения.

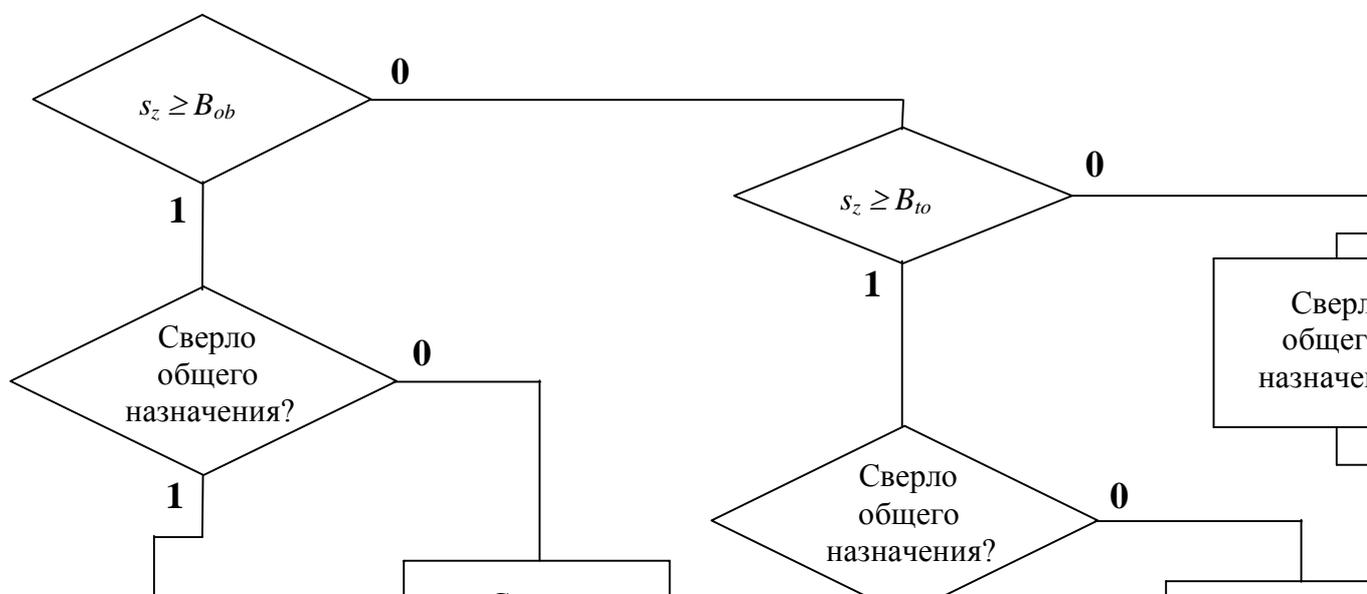
В рамках 1-го вышерассмотренного случая ($s_z = s_{z1}$) при использовании сверл точного исполнения принимается решение «В». В этом случае также реализуется двухстороннее асимметричное резание. Нижеприведенные расчетные зависимости для определения значений толщины среза аналогичны уравнениям (5 - 7), однако, вместо допуска на осевое биение сверл общего назначения B_{ob} принимается соответствующий допуск сверл точного исполнения B_{to} :

$$a_{max,B} = s_{z1} \sin\varphi + B_{to} \sin\varphi; \quad (8)$$

$$a_{min,B} = s_{z1} \sin\varphi - B_{to} \sin\varphi; \quad (9)$$

$$\Delta a_B = 2 B_{to} \sin\varphi. \quad (10)$$

Если назначенная при сверлении подача подчиняется неравенству (3), то имеет место второй вышерассмотренный случай, то есть $s_z = s_{z2}$. При применении сверл общего назначения принимается решение «С», при котором реализуется одностороннее асимметричное резание. В этом случае нагруженной является только одна режущая кромка сверла; толщина среза при этом является максимальной ($a_{max,C}$) и ее величина



определяется только подачей на зуб и углом φ и не зависит от величины допуска на осевое биение сверла [4]:

$$a_{max,C} = 2s_{z2} \sin\varphi . \quad (11)$$

При одностороннем резании минимальная толщина среза ($a_{min,C}$) равна нулю и, следовательно, колебание толщины среза (Δa_C) равно максимальной толщине:

$$a_{min,C} = 0; \quad (12)$$

$$\Delta a_C = a_{max,C} . \quad (13)$$

Если при назначенной подаче s_{z2} (см. условие 3) для обработки выбрано сверло точного исполнения, то принимается решение «D», при котором реализуется двухстороннее асимметричное резание. Расчетные зависимости для определения значений толщины среза аналогичны при этом выражениям (8 - 10) с соответствующими изменениями:

$$a_{max,D} = s_{z2} \sin\varphi + B_{to} \sin\varphi ; \quad (14)$$

$$a_{min,D} = s_{z2} \sin\varphi - B_{to} \sin\varphi ; \quad (15)$$

$$\Delta a_D = 2 B_{to} \sin\varphi . \quad (16)$$

Третий вышерассмотренный случай имеет место, если назначенная подача соответствует условию (4). В этом случае независимо от точности выбранного сверла принимается решение «E», при котором реализуется одностороннее асимметричное резание. Расчетные зависимости для определения значений толщины среза аналогичны выражениям (11 - 13):

$$a_{max,E} = 2s_{z3} \sin\varphi ; \quad (17)$$

$$a_{min,E} = 0; \quad (18)$$

$$\Delta a_E = a_{max,E} . \quad (19)$$

Перейдем к рассмотрению тангенциальной составляющей силы резания P_z в зависимости от величины подачи на зуб; значение этой составляющей может быть определено из выражения [1]:

$$P_z = 0,9s_z t \sigma_B (\text{ctg}\theta + 1), \quad (20)$$

где t – глубина резания; σ_B – предел прочности на растяжение обрабатываемого материала; θ - угол скалывания. Учитывая, что $s_z = a/\sin\varphi$, получим

$$P_z = 0,9 \cdot t \cdot \sigma_B \cdot \frac{(\operatorname{ctg} \theta + 1)}{\sin \varphi} \cdot a \quad (21)$$

В полученном уравнении (21) важным является то обстоятельство, что толщина среза a входит в выражение в явном виде. Это позволяет вычислять различные значения тангенциальной составляющей силы резания P_z при соответствующих значениях величины a . Зная (см. выражение 1) толщину среза при симметричном резании a_{sim} , по выражению (21) можно определить тангенциальную составляющую силы резания $P_{z(sim)}$, возникающую при отсутствии осевого биения режущих кромок сверла, то есть при симметричном резании. При асимметричном резании можно вычислить минимальное $P_{z(min)}$ и максимальное $P_{z(max)}$ значения тангенциальной составляющей силы резания, зная соответственно минимальную a_{min} и максимальную a_{max} величины толщины среза в зависимости от принятого решения «А» – «Е».

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

- расширена классификация процесса сверления при различных сочетаниях подачи, точности изготовления и формы передней поверхности сверла;
- предложенная блок-схема позволяет определить значения толщины среза при сверлении и принять одно из пяти решений в зависимости от соотношения подачи на зуб s_z и допуска на осевое биение сверл: точного исполнения B_{to} и общего назначения B_{ob} (соответственно решения «А» - «Е»);
- для каждого из пяти вышеуказанных решений предложены расчетные зависимости для определения максимального и минимального значений толщины среза, а также колебаний толщины среза; это позволяет определить величину тангенциальной составляющей силы резания на каждой режущей кромке, а соответственно, и ее влияние на точность обработки.

Список литературы: 1. Сурженко А.Н. Совершенствование сборных комбинированных зенкеров за счет допустимого уменьшения узлов крепления режущих пластин. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Донецк, 2001. 16 с. 2. Филоненко С.Н. Резание металлов. - Киев: Вища школа, 1969. – 260 с. 3. Малышко И.А., Коваленко В.И. Влияние биения сверла на силы резания при сверлении // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып. 25. С. 234 - 239. 4. Коваленко В.И. Влияние точности изготовления сверл на процесс обработки при сверлении стальных заготовок // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ООО «Лебедь», 2004, Вып.27. С.114 -122. 5. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.

Сдано в редакцию 20.02.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

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

Factors which determine productivity of grinding of products from a natural stone are revealed. The estimation of influence of factors on productivity is executed. Circuits of tool systems of grinding of a stone are offered.

Изделия из природного камня используются как престижный материал для облицовки фасадов сооружений, в монументальном строительстве и как художественно-прикладной материал. Поскольку процесс обработки заготовок из камня включает длительный цикл удаления значительного поверхностного слоя материала торцевым шлифованием, то одним из актуальных вопросов является повышение производительности работ.

Вопросы, посвященные повышению производительности шлифования, анализировались в работах [1-6]. В работах [2, 3, 6] рассмотрена технология обработки природного камня, описаны конструктивные особенности оборудования и инструмента, используемых при обработке природного камня. Вместе с тем, в этих работах недостаточно внимания уделено анализу влияния конструкторско-технологических факторов и ограничений на производительность процесса шлифования.

В [4-5] рассмотрены вопросы повышения эффективности обработки и обеспечения качества изделий из технических стекол, ситаллов и технической керамики. Однако вопросы повышения производительности обработки природного камня шлифованием авторами не рассматривались.

Целью статьи является выявление направлений дальнейшего повышения производительности процессов шлифования при заданном уровне качества поверхностного слоя изделий из природного камня.

В соответствии с поставленной целью задачами работы являются исследования влияния на производительность шлифования:

1. Режимных параметров обработки.
2. Смазывающе-охлаждающей технологической среды.
3. Геометрических параметров и режущей способности инструмента.

Направления повышения производительности обработки изделий из камня шлифованием взаимосвязаны как с особенностями технологического процесса обработки заготовки, так и с особенностями конструкции обрабатываемого инструмента. Рассмотрим факторы, воздействующие на систему, рис.1.

Среди факторов факторного поля, воздействующих на заготовку из камня, выделим управляемые факторы, к ним относятся:

- Режимные факторы технологического процесса: скорость резания V , подача S , глубина резания t , количество переходов i , операций j и величины припуска Z .
- Факторы, характеризующие параметры инструмента и его абразивные свойства: зернистость абразивного материала A , концентрация абразивных зерен α , тип связки C , геометрические параметры инструмента D и макропрофиль ζ . Факторы, определяющие влияние смазывающе-охлаждающей технологической среды (СОТС): теплопроводность η , смачиваемость χ .

Классифицируем управляемые факторы по группам воздействия, установим их взаимосвязь и выполним анализ степени их влияния на повышения производительности обработки изделий из камня шлифованием.

В качестве ограничений системы учтем:

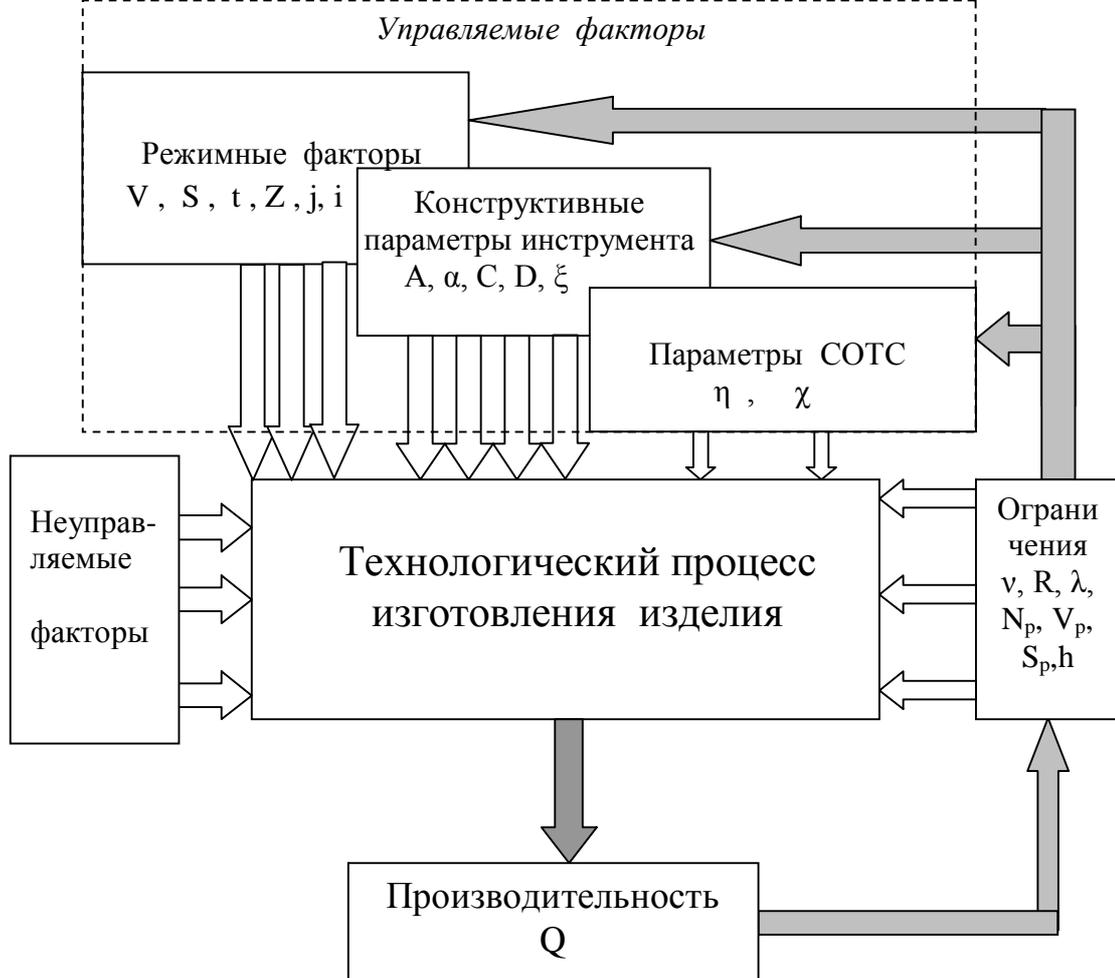


Рис. 1. Схема факторов, воздействующих на систему

- Получаемое качество поверхностного слоя изделия: макронеровности v , микронеровности R , трещиноватость λ .
- Ограничения по используемому оборудованию: мощность резания N_p , скорость резания V_p , подача S_p .

Однозначного решения задача повышения производительности обработки изделий из камня шлифованием не имеет, поскольку в процессе обработки заготовки имеет место обратная связь системы, обуславливающая взаимное влияние управляемых факторов и ограничений системы. Таким образом, изменение одного из факторов может отразиться не только на выходном параметре, но и на ограничениях системы. Следовательно, при изменении факторов факторного пространства системы необходим комплексный подход, учитывающий параметры факторов и ограничений системы, наличие обратных связей.

Рассмотрим степень влияния факторов на повышение производительности обработки изделий из камня шлифованием.

1. Режимные параметры.

Теоретическая производительность обработки заготовки плоским шлифованием поверхностного слоя можно представить соотношением

$$Q = T_{um}^{-1}, \quad (1)$$

где T_{um} – штучное время обработки заготовки.

Но

$$T_{um} = \sum_{j=1}^{j=k} \sum_{i=1}^{i=n} (T_{oji} + T_{xji} + T_{донji}) + T_{np} \quad (2)$$

где T_o - основное время обработки поверхностного слоя заготовки на i переходе j -й операции, T_x - вспомогательное время, $T_{дон}$ - дополнительное время, связанное с процессом обработки заготовки, T_{np} - время правки круга.

Следовательно, уменьшение каждого из составляющих элементов времени на изготовление изделия T_o , T_x и $T_{дон}$ позволит повысить производительность обработки заготовки. Поскольку $T_{дон}$ характеризует организационно-технические параметры производства, то рассмотрим технологические и конструкторские методы снижения первых двух слагаемых зависимости (2).

Основное (машинное) время шлифования поверхностного слоя заготовки представим в виде [1]

$$T_o = \sum_{j=1}^{j=k} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L \cdot Z_j}{n_j \cdot S_j \cdot t_{ij}}, \quad (3)$$

где n, S - частота вращения и подача абразивного инструмента, соответственно, t – глубина обработки шлифованием заготовки за один переход, L – длина обработки, Z – припуск на обработку заготовки, i, j – количества переходов и операций по удалению припуска.

Следовательно, одним из направлений повышения производительности обработки заготовки шлифованием является увеличение значений n, S, t и уменьшение Z . Однако поскольку на исследуемую систему воздействуют и ограничивающие факторы, имеющие обратную связь с управляемыми факторами, то произвольное изменение рассмотренных параметров повлечет изменение и дефектного слоя поверхности заготовки и параметров обрабатывающего инструмента. Рассмотрим подробнее влияние этих факторов на процесс повышения производительности обработки.

а) Влияние изменения скорости резания V на процесс торцевого шлифования алмазным инструментом исследовано в [2, 3], где приведены рациональные значения V для обработки изделий из камня. Так, для шлифования гранита $V \in [10, 25]$ м/с. Поэтому, увеличение V без изменения режущей способности и других характеристик абразивного инструмента с учетом ограничений обработки, нецелесообразно.

б) Увеличение подачи также позволит увеличить производительность обработки. Процесс абразивной обработки заготовок из камня имеет свои особенности. При шлифовании под действием усилий резания, упругая деформация поверхностного слоя заготовки, контактирующего с зернами абразива, достигает своего предела и перед гранями зерен появляются микротрещины, с направлением – в сторону вектора движения абразивных зерен инструмента. При дальнейшем движении зерен наступает разрушение поверхностного слоя заготовки из камня – его выкалывание. Поэтому, любое увеличение подачи (как и скорости резания) может привести как к изменению структуры поверхностного слоя заготовки (увеличение трещиноватости, микронеровностей) [4], так и к снижению стойкости инструмента [5]. Таким образом, увеличение S возможно лишь в пределах ограничений качества получаемого поверхностного слоя заготовки и во взаимосвязи с рациональным построением технологического процесса обработки (количества переходов и операций, припусков на обработку поверхностного слоя заготовки).

в) Глубина резания t , хотя и влияет на величину производительности обработки, но так же, как и V и S , имеет жесткие ограничения, связанные как с геометрическими и конструктивными параметрами режущего инструмента, так и характеристиками зерен абразива и связки [2].

$$Z_i \leq A^n P_o F B^{-1} K_\Sigma, \quad (4)$$

где A - высота зерна абразива инструмента, P_o – давление инструмента на обрабатываемую заготовку, F – площадь рабочей поверхности инструмента, B - ширина обрабатываемой поверхности заготовки, K_Σ – коэффициент уточнения, n – показатель степени .

$$K_\Sigma = K_c K_k K_z K_v, \quad (5)$$

где K_c – коэффициент, учитывающий свойства связки, K_k - коэффициент, учитывающий концентрацию алмазов, K_3 - коэффициент, учитывающий свойства заготовки, K_v – коэффициент, учитывающий соотношение скоростей главного движения и движения подачи.

$$K_v = V/V_n \quad (6)$$

где V – скорость главного движения, V_n – скорость подачи.

С другой стороны, величина t оказывает влияние на характер и глубину h образующихся при обработке трещин [4, 6] (рис.2), составляющих дефектный слой и подлежащий удалению. Поэтому назначение рациональной глубины резания коррелируется с количеством необходимых для удаления дефектного слоя переходов i и операций j .

г) Припуск на обработку поверхностного слоя материала заготовки Z . Снижение припуска на обработку заготовки позволит снизить количество переходов i и операций j , что позволит также повысить производительность обработки. С этой целью используем методику назначения минимального удаляемого припуска при шлифовании поверхности заготовки изделия из камня (равно как и при механической обработке дорогостоящих, хрупких или труднообрабатываемых материалов) [7, 8]. К удаляемому припуску относят слой макро- и микро- неровностей поверхности заготовки, микротрещины, полученные на предыдущей операции механической обработки. Причем слой макро- и микронеровностей, микротрещин поверхности заготовки удаляется лишь до величины предельно допустимых значений Δ_0 , входящих в общую величину глубины дефектного слоя A_3 .

Рассмотрим W -й участок обрабатываемой поверхности заготовки на J -й операции обработки, рис.2, где имеют место макро- и микронеровности в виде гребней 1 и впадин 2, микротрещин 3 (дефектный слой). При определении минимального припуска на обработку $Z_{i \min}$ очередного слоя материала (количество слоев обработки может достигать 75 при удалении шлифованием поверхностного слоя толщиной 3,5 мм [3]) исходим из необходимости удаления дефектного слоя.

С целью снижения количества переходов при обработке поверхности заготовки на этапах предварительной обработки, целесообразно удалять не минимальный припуск, а слой материала, включающий сумму величины дефектного слоя, полученного на предыдущей обработке Δ_{i-1} , и дополнительный слой материала H_i , рис.3.

Таким образом,

$$Z_i = \Delta_{i-1} + H_i \quad (7)$$

$$\text{где } H_i \in [0; (A - \Delta_0 - \Delta_1)] \quad (8)$$

$$\text{Но } \forall \Delta_i \equiv \{((R_{i \max} \geq h_i) \rightarrow R_{i \max}) \vee ((R_{i \max} \leq h_i) \rightarrow h_i)\} \quad (9)$$

где $R_{i \max}, h_i$ - максимальная величина микронеровности поверхности и трещины (выкола) i -го слоя поверхности заготовки, соответственно; Δ_0 - предельно допустимое значение состояния дефектного слоя.

Однако, максимальный слой удаляемого шлифованием материала заготовки обусловлен конструктивными характеристиками абразивного инструмента, параметрами технологического процесса и характеристиками обрабатываемого материала.

Вместе с тем, увеличение удаляемого слоя материала приведет к увеличению сил резания и, как следствие, к увеличению глубины микротрещин обрабатываемого поверхностного слоя материала. Поэтому при определении величины H_i и Z_i необходимо решить задачу нахождения рационального построения технологического процесса и оптимизации удаляемого припуска.

Общий припуск на обработку поверхности заготовки из камня определим исходя из анализа дефектного слоя, рис.2, 3.

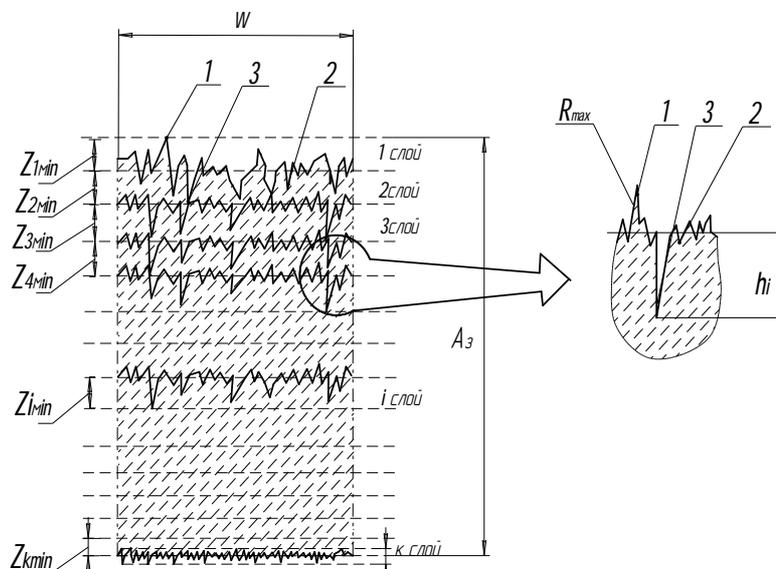


Рис. 2. Фрагмент удаляемого слоя поверхности заготовки

$$Z_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=k} Z_i \equiv \sum_{i=1}^{i=k} (\Delta_{i-1} + H_i) \equiv A_3 - \Delta_0, \quad (10)$$

где Z_i - припуск на обработку i -го слоя поверхности заготовки, A_3 - величина макронеровности поверхности заготовки.

Таким образом, при обработке поверхности заготовки из камня, возможно снижение общего припуска на обработку, что позволит снизить количество переходов, а следовательно, повысить производительность шлифования изделия.

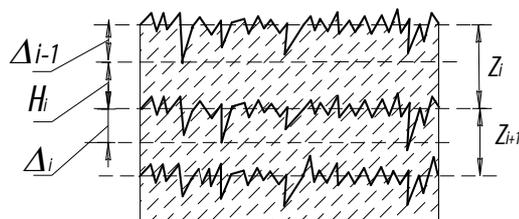


Рис.3. Фрагмент i -го слоя материала, подлежащего удалению

д) Время простоев и холостых ходов при обработке заготовки входит во вспомогательное время T_x . Сокращение времени холостых ходов и простоев связано не только с организацией производства, но и с рациональной компоновкой технологического процесса обработки заготовки: с уменьшением количества переходов i и операций j , общего и операционных припусков на обработку.

2) Смазывающе-охлаждающая технологическая среда предназначена для снижения усилий трения режущих элементов круга об обрабатываемый поверхностный слой заготовки, отвода тепла, образующегося при разрушении слоя заготовки и снижения уровня запыленности пространства в области абразивной обработки заготовки. Свойства СОТС оказывают влияние на производительность обработки заготовок из камня, поэтому теплопроводность СОТС и смачивающие способности жидкостей становятся актуальными при реализации процесса абразивного торцевого шлифования. Чаще всего в качестве СОТС при шлифовании камня используют воду [1, 6].

3) Геометрические параметры и режущая способность инструмента.

а) Одной из важных характеристик абразивного режущего инструмента является геометрическая форма и размеры шлифовального круга. Технологический процесс шлифования изделий из камня сопровождается использованием СОТС, в качестве которой используется вода. Поэтому конструкция шлифовального круга должна предусматривать наличие каналов для истечения СОТС. Вопросам определения рациональной конструкции шлифовальных кругов, отвечающим требованиям снижения содержания алмазного порошка в инструменте и наличию каналов рациональной формы посвящены исследования [3, 6, 9, 10]. В результате исследований определена рациональная форма алмазных кругов для торцового шлифования поверхностного слоя изделий из камня, состоящая из абразивных полос, расположенных в виде спирали.

б) На величину производительности абразивной обработки оказывает и величина зерна алмазов абразивного инструмента. Так исследованиями [3, 11] установлена взаимная связь между глубиной резания и параметрами абразива. Однако, поскольку величина абразивного зерна инструмента и выбранные режимы резания предопределяют шероховатость поверхностного слоя изделия из камня, то сам технологический процесс обработки заготовки подразделяют на несколько этапов (чернового, чистового, тонкого шлифования, лощения) с использованием шлифовальных головок с разной величиной зерна абразива.

в) Исследованиями [11] установлен неравномерный износ рабочей поверхности круга с увеличивающейся интенсивностью от центра к периферии инструмента. Форма режущей кромки шлифовального инструмента при длительной обработке также претерпевает изменения. Исследованиями [11] установлен характер износа периферии чашечного круга для плоского шлифования. Это обстоятельство отражается и на режущей способности абразивного круга, а следовательно, и на производительности технологического процесса шлифования. Одним из направлений повышения производительности процесса шлифования является использование абразивного инструмента с увеличивающейся концентрацией и величиной зерна от центра к периферии круга.

г) Другим способом повышения производительности шлифования алмазным инструментом является объединение способов торцового шлифования и шлифования периферией круга. Исследованиям вопросов формы переходной поверхности абразивного круга посвящена работа [11]. Однако в случае обработки хрупкого материала возникает опасность образования глубоких трещин, увеличивающих параметры дефектного слоя материала. Поэтому для реализации такого способа обработки необходимо отыскать оптимальный профиль переходной поверхности от торца к периферии круга и определить режимные параметры процесса обработки.

д) Тип связки абразивного инструмента, по исследованиям [1, 3, 6, 12], оказывает влияние на стойкость инструмента и производительность процесса обработки. Связка абразивного инструмента должна обеспечить достаточную прочность удержания алмазных зерен, своевременное удаление затупленных зерен и необходимую величину выступающей части зерен. Для осуществления процесса шлифования камня, как правило, используется металлическая связка.

е) При обработке поверхностей заготовки, габариты которой превышают диаметр шлифовального круга, для повышения производительности процесса шлифования целесообразно использовать многоинструментальную обработку [6, 13], состоящую из комбинации абразивных кругов, расположенных на ферасе, корпусе, в котором размещен планетарный редуктор. Такая инструментальная головка может содержать несколько абразивных кругов одинаковой или различной зернистости. Абразивный инструмент может получать вращательное движение, скорость которого отлична от скорости вращения ферасы. Такое конструктивное выполнение режущего инструмента позволит не только концентрировать переходы абразивной обработки заготовки, но и совмещать операции изготовления изделий из камня.

Для определения возможных схем многоинструментальной обработки плоских поверхностей заготовок из хрупких неметаллических материалов воспользуемся основными положениями морфологического анализа и методикой предложенной в [13].

Для составления возможных схем обработки составим однострочные матрицы для каждого морфологического признака.

$$\begin{vmatrix} p_1^1 & p_1^2 & p_1^3 & p_1^4 \\ p_2^1 & p_2^2 & p_2^3 & p_2^4 \\ p_3^1 & p_3^2 & & \\ p_4^1 & p_4^2 & p_4^3 & p_4^4 \\ p_5^1 & p_5^2 & p_5^3 & p_5^4 \end{vmatrix}$$

В приведенной матрице:

- $p_1^1, p_1^2, p_1^3, p_1^4$ - вращение абразивного круга, соответственно вокруг оси z , осей zx , осей zy , осей zux (движение прецессии) (рис.4);

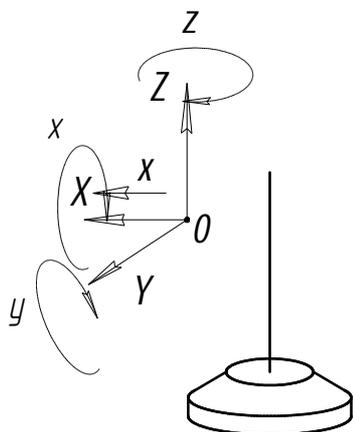


Рис. 4. Схема движений абразивного инструмента при одноинструментальной обработке

- $p_2^1, p_2^2, p_2^3, p_2^4$ - перемещение абразивного круга, соответственно, относительно оси x , относительно осей ux , относительно осей zx , относительно осей z ;

- p_3^1, p_3^2 - переносное вращение абразивного круга, соответственно, вокруг оси z , или его отсутствие;

- $p_4^1, p_4^2, p_4^3, p_4^4$ - количество абразивных кругов у которых совпадают оси вращения, соответственно, один, два, три, четыре;

- $p_5^1, p_5^2, p_5^3, p_5^4$ - количество абразивных кругов в оси которых параллельны друг относительно друга, соответственно, один, два, три, четыре;

Число возможных вариантов схем обработки определится из формулы

$$N = \prod_{i=1}^j z_i$$

где j - количество морфологических признаков, $j=5$;

i - количество вариантов в каждом морфологическом признаке $i=4$.

Получаем возможное количество вариантов

$$N = 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 = 1024$$

Большое количество вариантов затрудняет их анализ. Для уменьшения числа вариантов введем следующие ограничения:

1. Вращение одиночного абразивного круга возможно вокруг оси z (главное движение) или вокруг осей zux (главное движение и движение прецессии).

2. Переносное вращение круга будет осуществляться вокруг оси z , т.к. переносное вращение относительно осей y и x приведет к потере размерной точности;

Матрица после этого принимает вид

$$\begin{vmatrix} P_1^1 & P_1^4 \\ P_2^1 & P_2^2 & P_2^3 & P_2^4 \\ P_3^1 & P_3^4 \\ P_4^1 & P_4^4 \\ P_5^1 & P_5^2 & P_5^3 & P_5^4 \end{vmatrix}$$

Анализ полученных вариантов позволяет выявить наиболее перспективные схемы многоинструментальных систем.

Компоновка многоинструментальной системы по варианту $P_1^1, P_2^1, P_3^1, P_4^1, P_5^4$. При такой схеме движения инструмента относительно заготовки ширина шлифования ограничена диаметром абразивного инструмента. Увеличить ширину шлифования при обработке абразивным инструментом возможно,

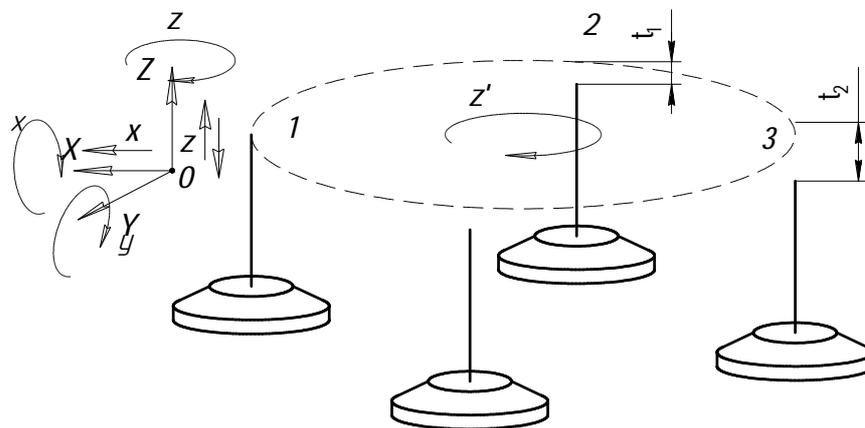


Рис.5. Схема движений абразивного инструмента при многоинструментальной параллельно-последовательной обработке с дополнительным поступательным движением и

добавив шлифовальному кругу переносное движение вокруг вертикальной оси.

Такая схема шлифования реализуется при использовании планетарных шлифовальных головок. При такой схеме обработки повышение производительности достигается за счет увеличения ширины шлифования и подачи инструмента при обработке.

Вариант $P_1^1, P_2^4, P_3^1, P_4^1, P_5^4$ был реализован в [14]. Придав кругам дополнительное движение прецессии, можно повысить производительность обработки примерно на 30%. При этом будет реализовываться вариант $P_1^4, P_2^4, P_3^1, P_4^1, P_5^4$ (рис.5).

При многоинструментальной обработке возможно существенное увеличение производительности при параллельной обработке несколькими кругами, вариант $P_1^1, P_2^1, P_3^2, P_4^1, P_5^4$.

Совместить эти переходы можно, если установить круги соосно один внутри другого, вариант $P_1^1, P_2^1, P_3^2, P_4^4, P_5^4$. Вариант схемы был описан в [14]. Однако такая схема, совмещая черновой, промежуточные и чистовой переходы, ограничивает ширину шлифуемой поверхности диаметром последнего, чистового круга.

Увеличить ширину шлифования и совместить черновой и чистовой переходы, возможно несколько видоизменив схему параллельной обработки и построив на ее базе последовательно-параллельную схему обработки, расположив абразивные инструменты в две группы. Первая опережающая группа осуществляет черновую обработку, вторая - чистовую, удаляя чистовой припуск t .

Такая схема должна обеспечить повышение производительности и за счет увеличения ширины шлифования, и за счет совмещения чернового и чистового переходов. Однако такая схема будет достаточно сложной для реализации на существующем оборудовании.

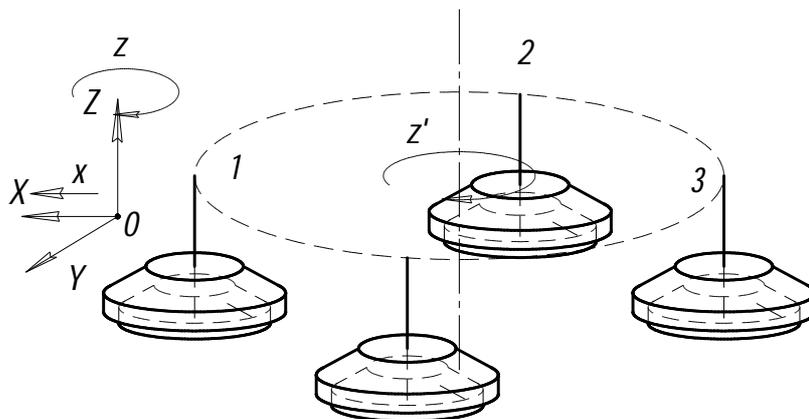


Рис. 6. Схема движений абразивного инструмента при многоинструментальной параллельно-последовательной обработке абразивными кругами при совпадении оси вращения чернового и чистового круга

Перспективной для реализации также можно считать вариант $P_1^1, P_2^1, P_3^2, P_4^2, P_5^4$ (рис.6).

При таком варианте многоинструментальной системы круги большего диаметра являются кругами предварительной обработки, а круги меньшего диаметра кругами окончательной обработки.

Таким образом, способами повышения производительности обработки заготовок из камня являются:

- Снижение общего припуска на обработку заготовки, за счет использования нового подхода в назначении минимального удаляемого поверхностного слоя;
- Составление рациональной схемы технологического процесса обработки заготовок, состоящего из обоснованного минимально возможного количества переходов и операций абразивной обработки.
- Увеличение глубины резания поверхностного слоя за счет:
 - Совмещения способов торцевого и периферийного шлифования;
 - Концентрации переходов и операций при использовании многоинструментальных головок;
 - Использования переменной концентрации алмазов и рационального изменения размеров зерен поверхностного слоя инструмента.
- Увеличение подачи и скорости резания за счет использования:
 - рациональных видов СОТС;
 - специальных жидкостных химических реагентов, ослабляющих межмолекулярные связи поверхностного слоя заготовки;
 - рациональной геометрии режущего инструмента, оптимальных параметров и схемы построения системы СПИД.

Список литературы: 1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г.Сулова, А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. - М.: Машиностроение-1, 2001. - 944 с. 2. Орлов А.М. Добыча и обработка природного камня. М.: Стройиздат. 1977. 352 с. 3. Добыча и обработка природного камня: Справочник/ Под общ. Ред. А.Г.Смирнова – М.: Недра, 1990 –445с. 4. Калафатова Л.П. Технологические основы повышения эффективности обработки и обеспечения качества изделий из технических стекол и ситалов. Автореферат на соискание ученой степени докт. техн. наук - Харьков – 2001.-37с. 5. Польшаков В.І. Теоретичні і практичні основи високопродуктивного торцевого шліфування важкооброблюваних матеріалів. – Автореферат дис. на здобуття вченого ступеня докт. техн. наук. – Київ, 1998.-33с. 6. Варданын К.С. Современные камнеобрабатывающие станки и поточные линии.- «Айастан», Ереван, 1975.-226с. 7. Горобец И.А., Михайлов А.Н. Повышение эффективности обработки заготовок из камня. - Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 24. – С. 36 – 40. 8. Михайлов А.Н., Горобец И.А. Основные принципы нового подхода в назначении припусков на обработку изделий из природного камня -Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare. Vol.1. – Chisinau, VTM, 2003. p.200-204. 9. Польшаков В.И., Кузьменко А.В., Захаренко В.С. «Основные пути повышения производительности и качества шлифования труднообрабатываемых материалов» - В сб. «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» - Донецк: ДонГТУ, 2000, вып. 13- С. 98 –102. 10. Михайлов А.Н., Байков А.В., Дейкун С.А. «Выбор геометрии торцевого эластичного шлифовального инструмента» - В сб. «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» - Донецк: ДонГТУ, 2000, вып. 14- С. 7 –14. 11. Рыбицкий В.А. Алмазное шлифование твердых сплавов.- Киев: Наукова думка,1984 – 224с. 12. Ардамацкий А.Л. Алмазная обработка оптических деталей- Л.: Машиностроение, 1978 – 232с. 13. Декларацийний патент України на винахід В24В1/00 Михайлов О.М., Удовиченко В.О., Байков А.В., Іщенко О.Л. Швирьов Д.О. - Спосіб шліфування.- Опубл.15.05.2003, Бюл.№5. 14. Іщенко А.Л., Михайлов А.Н., Байков А.В., Удовиченко В.А., Швыр'єв Д.А. Разработка принципиально-структурных моделей при торцевом шлифовании предмета обработки //Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник трудов. – Донецк : ДонНТУ, 2002. Вып. 20, С.63-67.

Сдано в редакцию 21.02.05

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

ОСНОВЫ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРИ НАПЫЛЕНИИ ВАКУУМНЫХ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In an introduced paper the problems of deriving of the shape of a surface of a part and raising the productivity are reviewed at evaporation of vacuum ionic - plasma coatings of workpieces of a machine industry. The expressions on determination of thickness of coating of a surface of an workpiece and equation of the shape of a formed surface are reduced at a coating by a spray of plasma. The general-purpose structural pattern of members and moves of the vacuum ionic - plasma ambulance is designed.

В настоящее время вакуумные ионно-плазменные покрытия широко используются для повышения качества изделий в различных отраслях народного хозяйства. Это обусловлено тем, что наносимые покрытия обеспечивают качественно новую совокупность свойств и меру полезности изготавливаемых изделий. Композиция высоких технических и физико-механических свойств покрытий в сочетании со специальными свойствами основного материала изделий, при их рациональном подборе, в ряде случаев, могут обеспечивать принципиально новые свойства изделий и качество создаваемых на базе их технических систем и машин. Однако сейчас еще не в полной мере используется полный потенциал возможностей наносимых покрытий и изготавливаемых с их применением изделий. Это связано с тем, что не полностью изучены особенности применения различных видов, типов и вариантов покрытий в сочетании с различным материалом изделий [1, 2, 3, 4, 5]. А также не исследованы достоинства применения комплексных технологий изготовления изделий с покрытиями, в которых обеспечиваются на всех этапах технологического процесса, а именно нанесения покрытия, обработки изделия и подготовки его к эксплуатации, качественно новые свойства изделий с покрытиями [1, 3]. Это дает основание вести дальнейшие исследования в этой области в направлении дальнейшего совершенствования технологий нанесения покрытий и создания принципиально новых их вариантов, направленных на повышение качества изделий различного назначения.

В последнее время активно начинают развиваться новые виды нетрадиционных покрытий - специальные, пятнистые [1, 2] и функционально-ориентированные [3] покрытия, обеспечивающие качественно новые свойства и возможности изготавливаемых изделий и машин. При этом эти покрытия наряду с высокими техническими и физико-механическими параметрами должны иметь высокие топологические свойства покрытий (толщина покрытия и пространственное расположение различных видов покрытия) на элементах поверхностей изделий. Это обусловлено необходимостью комплексного обеспечения качества изделий. Однако существующие в настоящее время технологии и методики расчетов алгоритмов нанесения покрытий не позволяют решать вопросы, связанные с качественным нанесением равномерных и неравномерных покрытий на различные зоны поверхностей изделий, качественно напылять пятнистые и функционально-ориентированные покрытия, существенно повысить производительность и эффективность нанесения покрытий, обеспечивать нанесение покрытий в теневых зонах и решать тому подобные задачи.

В связи с этим особенно важными задачами при нанесении нетрадиционных вакуумных ионно-плазменных покрытий являются вопросы формообразования поверхностного слоя изделий. Вместе с тем для данных покрытий вопросы их

формообразования неразрывно связаны с комплексным повышением качества нанесения покрытий на изделия и увеличением производительности. Только на базе совместного решения этих вопросов возможно обеспечение качественно новой совокупности свойств и меры полезности выпускаемых изделий.

Целью данной работы является повышение качества, эффективности и расширение технологических возможностей напыления покрытий изделий на основе комплексного использования принципов концентрации изделий в технологической зоне и обеспечения сложной структуры кинематики транспортного движения изделий вакуумной камере.

На основании поставленной цели определены следующие задачи работы:

- разработать общий подход в одновременном повышении качества, эффективности и расширении технологических возможностей напыления покрытий на изделия;
- разработать теоретические основы процесса формообразования покрытий в условиях наличия высокой концентрации изделий в технологической зоне и сложной структуры кинематики движения изделий;
- исследовать особенности формообразования поверхности изделий при напылении покрытий;
- предложить универсальную принципиально-структурную модель элементов и движений вакуумной ионно-плазменной установки, позволяющую решать вопросы анализа и синтеза структуры технологической системы, а также расширения технологических возможностей процессов нанесения нетрадиционных покрытий.

В настоящее время современное развитие науки и техники непрерывно требуют одновременного повышения качества, эффективности и расширения технологических возможностей напыления покрытий изделий. Эти вопросы, несомненно, должны решаться только в едином комплексе. Поэтому для решения вопросов комплексного повышения качества, эффективности и расширения технологических возможностей напыления покрытий изделий разработан общий подход, который базируется на комплексном использовании следующих принципов:

- выполнения целесообразно высокой (технологически допустимой) концентрации изделий в рабочей зоне;
- обеспечения необходимой (простой или сложной) структуры кинематики транспортного движения изделий в рабочей (технологической) зоне вакуумной камеры, которая обуславливается и зависит от степени концентрации изделий.

Необходимо заметить, что приведенные два принципа взаимно обусловлены. Это связано с тем что, повышая концентрацию изделий в рабочей зоне вакуумной камеры необходимо одновременно обеспечить соответствующую структуру кинематики транспортного движения изделий. Выполнение этого условия необходимо для исключения влияния теневых зон от потока плазмы или для качественного нанесения нетрадиционных, пятнистых и функционально-ориентированных покрытий. Если в рабочей зоне вакуумной камеры располагается небольшое количество изделий и наносится традиционное покрытие, нет большого смысла обеспечивать сложную структуру кинематики движения изделий. Здесь, возможно будет достаточно одного вращательного движения рабочего стола. Выполнение принципа обеспечения сложной структуры кинематики транспортного движения изделий в рабочей зоне вакуумной камеры особенно необходимо для нанесения покрытия на внутренние поверхности изделий (штулок, колец, трубчатых деталей и тому подобных изделий). В этом случае, к вращательному движению рабочего стола необходимо добавлять планетарное вращение изделий и их прецессионное качание, выполняемое за счет вращений изделия вокруг трех осей системы координат, координируемых тремя углами Эйлера. При этом общая структура движений изделия будет состоять из пяти элементарных вращательных движений. И так далее.

Принцип целесообразно высокой (технологически допустимой) концентрации изделий в технологической зоне обеспечивает возможность параллельного нанесения покрытий сразу на множество изделий. В этом случае цикловая производительность вакуумной ионно-плазменной установки при нанесении покрытий на изделия определяется по следующей формуле:

$$P_{ц} = \frac{\sum_{\lambda=1}^{\Omega} u_{\lambda}}{t_o + t_{\epsilon}}, \quad (1)$$

где $P_{ц}$ - цикловая производительность вакуумной ионно-плазменной установки;

t_o - основное время технологического воздействия при нанесении покрытия;

t_{ϵ} - вспомогательное время.

u_{λ} - количество изделий λ -го типоразмера;

Ω - общее число типоразмеров изделий.

Основное время технологического воздействия при нанесении покрытия определяется на основании следующего выражения:

$$t_o = t_{o1} + t_{o2} + t_{o3},$$

где t_{o1} - время ионной очистки и термоактивации поверхности изделия;

t_{o2} - время конденсации (осаждения) покрытия на поверхность изделия;

t_{o3} - время охлаждения изделия.

Вспомогательное время определяется на основании следующей формулы:

$$t_{\epsilon} = \sum_{\epsilon=1}^E t_{\epsilon\epsilon},$$

где $t_{\epsilon\epsilon}$ - ϵ -й элемент вспомогательного времени;

E - общее количество элементов вспомогательного времени.

Дополнительно, к реализации принципа концентрации необходимо комплексно обеспечить реализацию сложной структуры кинематики транспортного движения каждого изделия. Можно также отметить, что кинематика транспортного движения определяет толщину наносимого на изделие покрытия. В качестве примера на рис. 1 показаны схемы образования покрытий поверхности изделий в зависимости от особенностей кинематики. Даже с помощью только одного транспортного движения можно управлять толщиной наносимого на изделие покрытия. На рис. 1,а показано неравномерное покрытие при отсутствии вращения изделия (показано трехслойное покрытие), на рис. 1,б – равномерное покрытие при равномерном вращении изделия; рис. 1,в – неравномерное покрытие при неравномерном вращении изделия. Зависимость толщины слоя покрытия по углу поворота изделия от особенностей кинематики вращения (в соответствии с рис. 1) представлена на рис. 2.

Комплексная реализация принципа концентрации и обеспечения сложной структуры транспортного движения изделия позволяет при нанесении покрытий решать следующие задачи:

- повысить качество нанесения покрытий на изделия за счет исключения влияния эффекта теневых зон, в которых не наносится покрытие; обеспечить нанесение равномерных покрытий на различные поверхности изделий;

- обеспечить повышение производительности нанесения покрытий на изделия за счет выполнения принципа концентрации изделий в технологической зоне;
- расширить технологические возможности нанесения покрытий на изделия, а

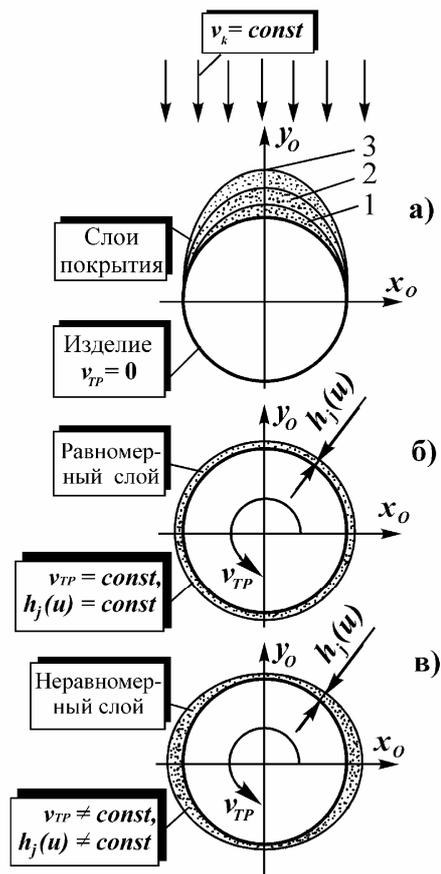


Рис. 1. Схемы образования покрытий поверхности изделий в зависимости от особенностей кинематики: а – при отсутствии вращения изделия (показано трехслойное покрытие), б – при равномерном вращении изделия; в – при неравномерном вращении

именно: появляется возможность нанесения специальных видов покрытий, а также покрытий с неравномерной толщиной, пятнистых и функционально-ориентированных покрытий.

Можно отметить, что при решении этих задач особое значение имеет вопрос формообразования поверхностного слоя изделия при напылении покрытия. Толщина покрытия в любой точке изделия зависит от интенсивности струи плазменного потока покрытия (величина изменяется во времени), угла между нормалью к поверхности в рассматриваемой точке и направлением струи плазмы (переменная величина), а также длительности технологического воздействия. В случае, если все параметры нанесения покрытия (рис. 3) находятся в зависимости от параметров отрезка L пространственной кривой, толщина нанесенного покрытия в любой точке $M(u, v)$ поверхности изделия определяется на основании следующего криволинейного интеграла:

$$h_{j\xi}(u, v) = \int_L \frac{v_{k\xi}(s)}{v_{TP}(s)} \cos(\overset{\wedge}{n_{oj}, n_{ojx}}) ds, \quad (2)$$

где $h_{j\xi}(u, v)$ - толщина покрытия в любой точке поверхности изделия с параметрами (u, v) , наносимая от ξ -го источника плазмы (катода);

$v_{k\xi}(s)$ - интенсивность нанесения покрытия от ξ -го источника плазмы в зависимости от параметров s пространственной кривой L ;

$v_{TP}(s)$ - скорость движения точки M по пространственной кривой L в заданном пространственном положении s ;

$\cos(\overset{\wedge}{n_{oj}, n_{ojx}})$ косинус угла между нормалью в

рассматриваемой точке поверхности изделия и направлением действия ξ -го потока плазмы;

ds - элементарный участок пространственной кривой L .

Если движение точки $M(u, v)$ задано параметрически $(x_c = x_c(t), y_c = y_c(t), z_c = z_c(t))$, значение параметра ds определяется следующим образом

$$ds = v_{TP}(s) dt = \sqrt{(\dot{x}_c(t))^2 + (\dot{y}_c(t))^2 + (\dot{z}_c(t))^2} dt$$

В этом случае, толщина нанесенного покрытия в любой точке поверхности изделия при $t_1 \leq t \leq t_2$ определяется на основании следующего выражения:

$$h_{j\xi}(u, v) = \int_{t_1}^{t_2} v_{k\xi}(t) \cos(n_{oj} \wedge n_{ojx}) dt, \quad (3)$$

где $v_{k\xi}(t)$ - интенсивность действия потока от ξ -го источника плазмы при нанесении покрытия в момент времени t ;

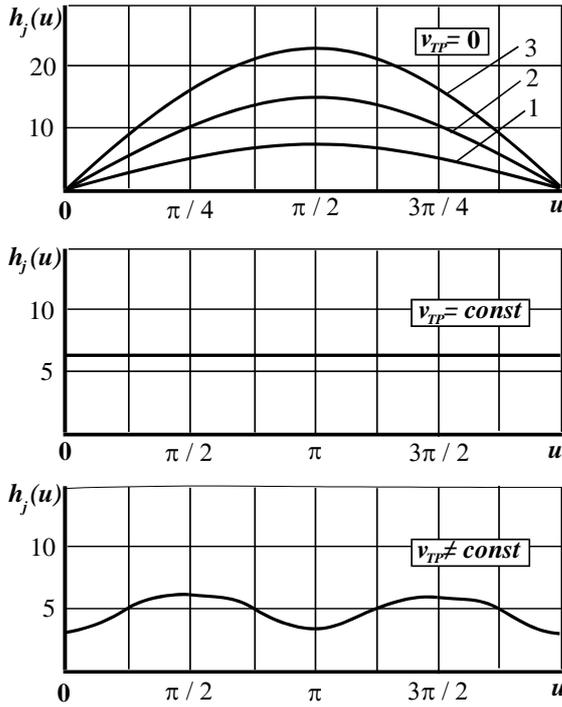


Рис. 2. Зависимость толщины слоя покрытия по углу поворота изделия от особенностей кинематики вращения: а – при отсутствии вращения изделия (показано трехслойное покрытие), б – при равномерном вращении изделия; в – при неравномерном вращении изделия

При формообразовании поверхности изделия (5) с покрытием, геометрические параметры процесса имеют сложные параметры. В этом случае, процесс формообразования поверхности покрытия можно моделировать ступенчато, с определенным шагом. Чем меньше этот шаг, тем ближе параметры теоретической поверхности к реальной. В векторном виде уравнение поверхности с покрытием относительно предыдущей можно представить следующим образом:

$$\vec{r}_{0(j+1)} = \vec{r}_{0j} + \vec{h}_j(u, v), \quad (7)$$

$\vec{r}_{0(j+1)}$ - радиус-вектор образованной покрытием поверхности изделия с j -м шагом толщины покрытия; \vec{r}_{0j} - радиус-вектор предыдущей поверхности изделия; $\vec{h}_j(u, v)$ - радиус-вектор толщины покрытия изделия с j -м шагом покрытия в заданной точке поверхности изделия с параметрами (u, v) .

а) t_1 и t_2 - границы периода действия ξ -го потока плазмы на точку $M(u, v)$.

В случае если интенсивность действия потока плазмы постоянная $v_{k\xi}(t) = v_{k\xi}$, выражение (3) по определению толщины покрытия в любой точке поверхности изделия будет следующее

$$h_{j\xi}(u, v) = v_{k\xi} \int_{t_1}^{t_2} \cos(n_{oj} \wedge n_{ojx}) dt. \quad (4)$$

Произведем вывод уравнений поверхности изделия при образовании покрытия. В векторном виде уравнение поверхности изделия имеет следующий вид:

$$\vec{r}_{01} = \vec{r}_{01}(u, v), \quad (5)$$

где \vec{r}_{01} - радиус-вектор поверхности изделия до нанесения покрытия;

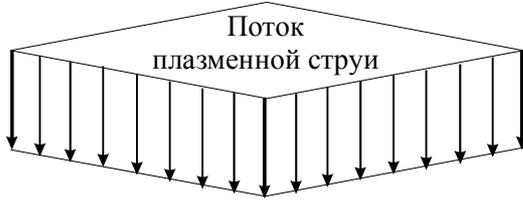
u, v - параметры поверхности изделия.

В координатной записи уравнение (5) поверхности следующее:

$$\left. \begin{aligned} x_{01} &= x_{01}(u, v), \\ y_{01} &= y_{01}(u, v), \\ z_{01} &= z_{01}(u, v); \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где x_{01}, y_{01}, z_{01} - координаты точки поверхности изделия до нанесения покрытия.

В координатной записи уравнения поверхности с покрытием относительно предыдущей поверхности будут следующие:



$$\left. \begin{aligned} x_{0(j+1)} &= x_{0j} + h_j(u, v) \cos \psi_{x0j}, \\ y_{0(j+1)} &= y_{0j} + h_j(u, v) \cos \psi_{y0j}, \\ z_{0(j+1)} &= z_{0j} + h_j(u, v) \cos \psi_{z0j}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $x_{0(j+1)}, y_{0(j+1)}, z_{0(j+1)}$ - координаты образованной покрытием поверхности изделия с j -м шагом толщины покрытия;

x_{0j}, y_{0j}, z_{0j} - координаты предыдущей поверхности изделия;

$h_j(u, v)$ - толщина покрытия изделия с j -м шагом покрытия в заданной точке поверхности изделия с параметрами (u, v) ;

$\cos \psi_{x0j}, \cos \psi_{y0j}, \cos \psi_{z0j}$ - направляющие косинусы нормали в заданной точке предыдущей поверхности изделия с j -м шагом толщины

Рис. 3. Гипотетическая схема технологического воздействия потока плазменной струи покрытия на элементарную поверхность при движении изделия в вакуумной камере

покрытия;

j - номер шага покрытия изделия $j = 1, 2, 3, \dots, k$ (здесь: $k = k_1 h_{max}$, где h_{max} - общая максимальная толщина покрытия изделия в микрометрах; для нормальной точности - $k_1 = 5 \dots 10$ шагов на один микрометр максимальной величины покрытия изделия, для средней точности - $k_1 = 11 \dots 19$ шагов на один микрометр максимальной величины покрытия изделия, для повышенной точности - $k_1 \geq 20$ шагов на один микрометр максимальной величины покрытия изделия).

Можно заметить, что покрытие на поверхности изделия образуется по нормали к (предыдущей) поверхности изделия, то есть происходит рост покрытия за счет технологического воздействия потока плазменной струи на поверхность. При этом толщина наносимого покрытия в каждой точке поверхности зависит от угла между нормалью и вектором направления действия плазменной струи, а также особенностей кинематики движения изделия в вакуумной камере.

На рис. 4 показана расчетная схема элементов процесса последовательного формообразования покрытия на поверхности изделия, координируемого системой координат x_0, y_0, z_0 при вакуумном ионно-плазменном напылении. Здесь, гипотетически показан процесс нанесения покрытия в точке M элементарной поверхности с радиус-векторами $r_{01}, r_{02}, r_{03}, r_{04}, \dots$ при котором каждая точка последующей поверхности реализуется по нормальям $n_{01}, n_{02}, n_{03}, \dots$ к предыдущей поверхности, при этом покрытия имеют следующие толщины $h_1(u, v), h_2(u, v), h_3(u, v), \dots$. Процесс нанесения покрытия обычно реализуется от нескольких источников потоков плазмы R , расположенных в пространстве, при наличии движения изделия. При этом общая толщина покрытия изделия в каждой точке определяется на основании следующего выражения:

$$h_j(u, v) = \sum_{\xi=1}^R h_{j\xi}(u, v) \left| \begin{array}{l} t_{2\xi} \\ t_{1\xi} \end{array} \right., \quad (9)$$

где $h_{j\xi}(u, v)$ - толщина наносимого покрытия в рассматриваемой точке (u, v) поверхности от ξ -го источника плазмы;

$t_{1\xi}, t_{2\xi}$ - временные пределы угловых зон действия ξ -го источника плазмы;
 R - общее количество источников плазмы.

В векторном виде конечное уравнение поверхности с покрытием можно представить следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_{0K} &= \vec{r}_{01} + \sum_{j=1}^k \vec{h}_j(u, v), \\ \vec{h}_{(j+1)}(u, v) &= f(\vec{h}_j(u, v)); \end{aligned} \right\} (10)$$

где \vec{r}_{0K} - радиус-вектор поверхности с покрытием;

$\vec{h}_j(u, v)$ - радиус-вектор толщины покрытия с j -м шагом покрытия в заданной точке поверхности

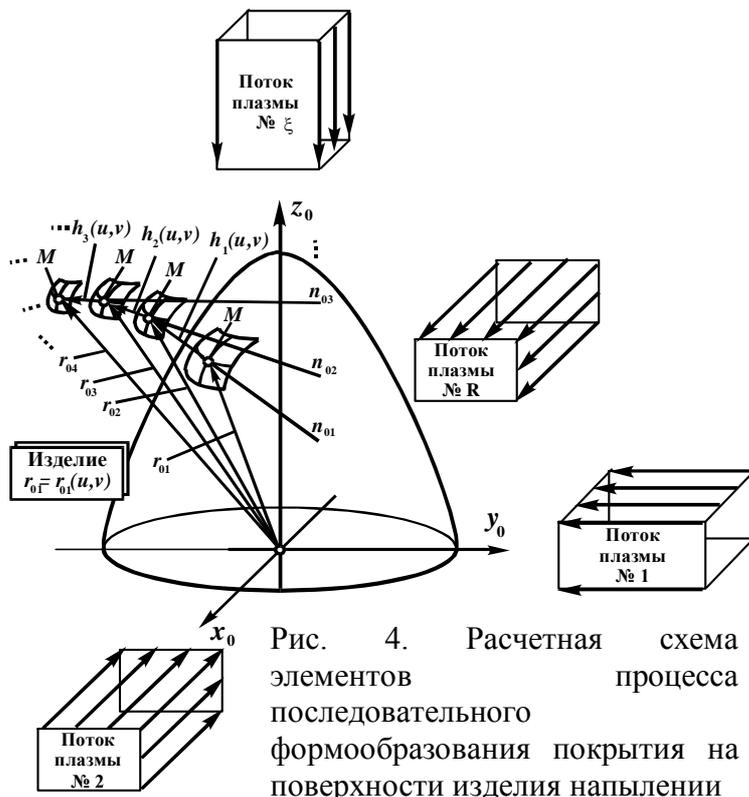


Рис. 4. Расчетная схема элементов процесса последовательного формообразования покрытия на поверхности изделия напылением

изделия (u, v) ;

K - мощность множества шагов в расчетной схеме при образовании поверхности изделия с покрытием ($K = k + 1$).

Отметим, что на основании выражения (10), толщина покрытия каждого последующего слоя находится в функциональной зависимости от толщины предыдущего слоя покрытия. Поэтому все слои покрытия изделия зависимы и их величину следует последовательно определять от начальной толщины до конечной величины.

В координатной записи уравнение поверхности с покрытием имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} x_{0K} &= x_{01} + \sum_{j=1}^K h_j(u, v) \cos \psi_{x_{0j}}, \\ y_{0K} &= y_{01} + \sum_{j=1}^K h_j(u, v) \cos \psi_{y_{0j}}, \\ z_{0K} &= z_{01} + \sum_{j=1}^K h_j(u, v) \cos \psi_{z_{0j}}; \end{aligned} \right\} (11)$$

где x_{0K}, y_{0K}, z_{0K} - координаты поверхности изделия с покрытием при конечном формообразовании.

Нормаль n_{0j} к поверхности изделия в данной точке перпендикулярна плоскости, содержащей векторы $\partial r_{0j} / \partial u, \partial r_{0j} / \partial v$, следовательно можно записать

$$n_{0j} = \frac{\partial r_{0j}}{\partial u} \times \frac{\partial r_{0j}}{\partial v}.$$

Это выражение можно представить в проекциях на оси координат изделия [6]:

$$\left. \begin{aligned}
n_{x0j} &= \left| \begin{array}{cc} \frac{\partial y_{0j}}{\partial u} & \frac{\partial y_{0j}}{\partial v} \\ \frac{\partial z_{0j}}{\partial u} & \frac{\partial z_{0j}}{\partial v} \end{array} \right| = \frac{\partial y_{0j}}{\partial u} \frac{\partial z_{0j}}{\partial v} - \frac{\partial y_{0j}}{\partial v} \frac{\partial z_{0j}}{\partial u}, \\
n_{y0j} &= \left| \begin{array}{cc} \frac{\partial z_{0j}}{\partial u} & \frac{\partial z_{0j}}{\partial v} \\ \frac{\partial x_{0j}}{\partial u} & \frac{\partial x_{0j}}{\partial v} \end{array} \right| = \frac{\partial z_{0j}}{\partial u} \frac{\partial x_{0j}}{\partial v} - \frac{\partial z_{0j}}{\partial v} \frac{\partial x_{0j}}{\partial u}, \\
n_{z0j} &= \left| \begin{array}{cc} \frac{\partial x_{0j}}{\partial u} & \frac{\partial x_{0j}}{\partial v} \\ \frac{\partial y_{0j}}{\partial u} & \frac{\partial y_{0j}}{\partial v} \end{array} \right| = \frac{\partial x_{0j}}{\partial u} \frac{\partial y_{0j}}{\partial v} - \frac{\partial x_{0j}}{\partial v} \frac{\partial y_{0j}}{\partial u}.
\end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Значения $n_{x0j}, n_{y0j}, n_{z0j}$ в выражениях (12) пропорциональны косинусам углов, образуемых нормалью с координатными осями. Для определения направляющих косинусов можно воспользоваться следующими выражениями:

$$\left. \begin{aligned}
\cos \psi_{x0j} &= k_0 n_{x0j}, \\
\cos \psi_{y0j} &= k_0 n_{y0j}, \\
\cos \psi_{z0j} &= k_0 n_{z0j};
\end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\text{где } k_0 = \frac{1}{\sqrt{n_{x0j}^2 + n_{y0j}^2 + n_{z0j}^2}}.$$

Однако для обеспечения заданных параметров толщины покрытия (с постоянной или переменной величиной), его нанесения в труднодоступные места изделия и устранения влияния теневых зон на равномерность толщины покрытия, в ряде случаев, необходимо обеспечить сложную структуру кинематики движения изделия. Для этого необходим специальный рабочий стол с дополнительными подвижными элементами, обеспечивающими реализацию сложной структуры движения изделия при нанесении на его поверхность вакуумного ионно-плазменного покрытия. Выполнение сложной структуры кинематики движения изделий особенно потребно для качественного и производительного нанесения покрытия глубоких внутренних поверхностей изделий.

На рис. 5 показаны некоторые варианты схем кинематической структуры движений элементов рабочего стола 1 и изделия 2 вакуумной ионно-плазменной установки. На рис. 5,а представлена схема при коаксиальном расположении изделия 2 относительно главной оси вращения рабочего стола 1 (вращается только рабочий стол). Здесь показано: x_0, y_0, z_0 - система координат изделия; x_1, y_1, z_1 - система координат рабочего стола; x_c, y_c, z_c - неподвижная система координат вакуумной камеры; v_{TP} - транспортная скорость движения рабочего стола; u - угол поворота рабочего стола. Отметим, что на рабочий стол 1 установлено только одно изделие 2 и нанесение покрытия выполняется с помощью одного потока плазмы. В этом случае, можно наносить как равномерное покрытие (рис. 1,б и рис. 2,б), так и неравномерное покрытие (рис. 1,в и рис. 2,в), в зависимости от того постоянна или переменна транспортная скорость движения рабочего стола. Однако вследствие того, что только одно изделие подвергается нанесению покрытия, данная схема имеет низкую производительность и высокую себестоимость изготовления изделий.

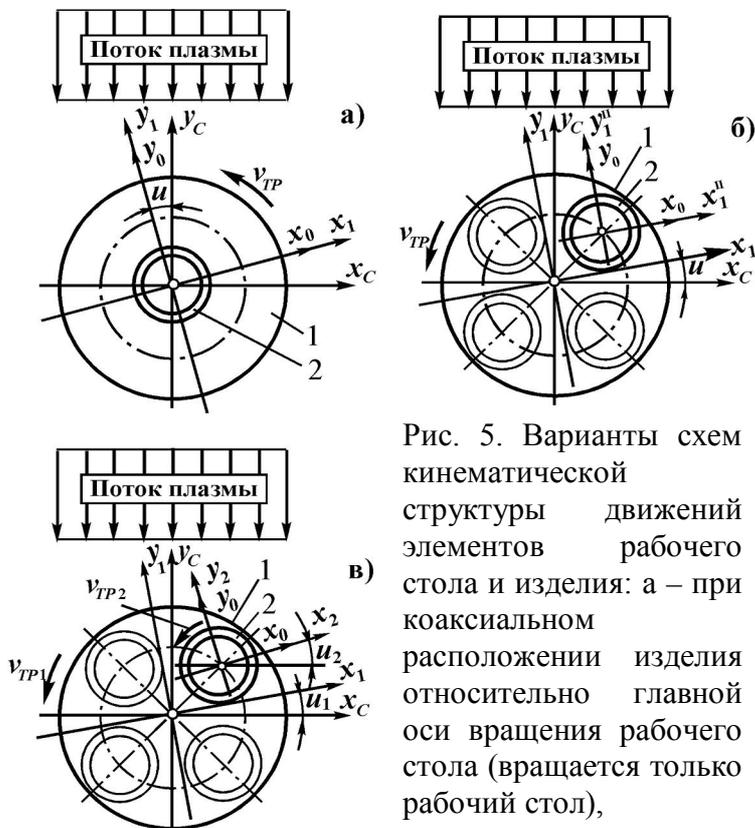


Рис. 5. Варианты схем кинематической структуры движений элементов рабочего стола и изделия: а – при коаксиальном расположении изделия относительно главной оси вращения рабочего стола (вращается только рабочий стол),

б – при радиальном смещении изделия относительно главной оси вращения рабочего стола (вращается только рабочий стол), в - при радиальном смещении изделия относительно главной оси вращения рабочего стола (вращается рабочий стол и изделие)

дополнительного вращательного движения изделия v_{TP2} и вращательного движения рабочего стола v_{TP1} (рис. 5,в) реализуются новые возможности в нанесении покрытий на поверхность изделия за счет варьирования параметров уже двух движений. Это расширяет технологические возможности нанесения покрытий и обеспечивает повышение свойств изготавливаемых изделий. На рис. 5,в дополнительно показано следующее: x_2, y_2, z_2 - система координат вращающегося элемента рабочего стола; u_1 - угол поворота рабочего стола; u_2 - угол поворота вращающегося элемента рабочего стола.

Можно отметить, что возможно создание и других вариантов схем кинематической структуры движений изделия в вакуумной камере. Особенности этих схем определяются постоянством или переменностью параметров движений, структурой кинематики, пространственными особенностями вакуумной камеры, количеством изделий подвергающихся одновременно технологическому воздействию, количеством и расположением источников плазменных струй и другими параметрами. Однако для направленного синтеза возможных вариантов схем кинематической структуры движения изделий необходим универсальный подход, позволяющий на строгой научной основе генерировать полное множество возможных вариантов схем и на этой основе определять наиболее рациональный вариант схемы для конкретного изделия с учетом максимальной эффективности его изготовления.

На рис. 6 представлена универсальная принципиально-структурная модель элементов и движений вакуумной ионно-плазменной установки. Эта модель содержит следующее:

На рис. 5,б представлена схема при радиальном смещении изделия относительно главной оси вращения рабочего стола (вращается только рабочий стол). Здесь дополнительно показана вторая дополнительная система

координат x_1^II, y_1^II, z_1^II с помощью которой выполняются необходимые расчеты (здесь первая дополнительная система координат не показана). В данном случае, на рабочий стол может устанавливаться уже несколько изделий и производительность установки существенно возрастает. Производительность изготовления изделий, в этом случае, рассчитывается по формуле (1). При такой схеме, не смотря на радиальное смещение изделия, обеспечивается равномерный слой нанесения покрытия по окружности изделия при равномерной скорости вращения рабочего стола.

При обеспечении

v_{TP2} и вращательного движения

рабочего стола v_{TP1} (рис. 5,в) реализуются новые возможности в нанесении покрытий на поверхность изделия за счет варьирования параметров уже двух движений. Это расширяет технологические возможности нанесения покрытий и обеспечивает повышение свойств изготавливаемых изделий. На рис. 5,в дополнительно показано следующее: x_2, y_2, z_2 - система координат вращающегося элемента рабочего стола; u_1 - угол поворота рабочего стола; u_2 - угол поворота вращающегося элемента рабочего стола.

Можно отметить, что возможно создание и других вариантов схем кинематической структуры движений изделия в вакуумной камере. Особенности этих схем определяются постоянством или переменностью параметров движений, структурой кинематики, пространственными особенностями вакуумной камеры, количеством изделий подвергающихся одновременно технологическому воздействию, количеством и расположением источников плазменных струй и другими параметрами. Однако для направленного синтеза возможных вариантов схем кинематической структуры движения изделий необходим универсальный подход, позволяющий на строгой научной основе генерировать полное множество возможных вариантов схем и на этой основе определять наиболее рациональный вариант схемы для конкретного изделия с учетом максимальной эффективности его изготовления.

На рис. 6 представлена универсальная принципиально-структурная модель элементов и движений вакуумной ионно-плазменной установки. Эта модель содержит следующее:

- главную неподвижную систему координат x_c, y_c, z_c вакуумной камеры, располагающуюся относительно главной оси вращения рабочего стола;

- несколько неподвижных систем координат источников плазмы, каждая из которых $x_{k\xi}, y_{k\xi}, z_{k\xi}$ координирует ξ -й источник плазмы, при этом ось $x_{k\xi}$ системы координат располагается по направлению движения плазмы; общее количество источников плазмы равно R ;

- множество подвижных систем координат рабочего стола, каждая из которых x_i, y_i, z_i координирует подвижный элемент рабочего стола; общее количество подвижных систем координат (подвижных элементов рабочего стола) равно n ; на каждой системе координат показано три вращательных движений $B(x_i), B(y_i), B(z_i)$ и три прямолинейных движений $\Pi(x_i), \Pi(y_i), \Pi(z_i)$, при помощи которых выполняется анализ и синтез кинематической структуры движений изделия;

- неподвижную относительно системы координат x_n, y_n, z_n систему координат изделия x_0, y_0, z_0 .

С помощью универсальной принципиально-структурной модели элементов и движений вакуумной ионно-плазменной установке выполняется анализ и синтез существующих и новых принципиальных кинематических схем движений изделий при нанесении покрытия. На базе представленной модели могут создаваться различные варианты принципиальных кинематических схем движений изделия, в том числе и патентоспособные. Разработанная универсальная принципиально-структурная модель дает возможность решать при нанесении покрытий на изделия следующие вопросы:

- разрабатывать новые способы нанесения покрытий на изделия;
- наносить на поверхность изделий покрытия как равномерной, так и неравномерной толщины;
- снизить влияние теневых зон;
- повысить производительность изготовления изделий с покрытиями за счет обеспечения концентрации изделий в вакуумной камере;
- повысить эффективность нанесения покрытия за счет обеспечения рационального алгоритма работы плазменных источников.

При исследовании процесса формообразования изделий с покрытиями возникает необходимость многократного преобразования систем координат и пространства. Переход от системы координат x_0, y_0, z_0 к системе x_c, y_c, z_c осуществляется через ряд промежуточных систем координат и записывается следующим образом:

$$r_c = A_{c0} r_0, \quad (14)$$

где r_c - радиус-вектор точки поверхности изделия в системе координат x_c, y_c, z_c ;

r_0 - радиус-вектор точки поверхности изделия в системе координат x_0, y_0, z_0 ;

A_{c0} - матрица перехода к системе координат x_c, y_c, z_c от x_0, y_0, z_0 .

Матрицу A_{c0} в двухиндексной системе можно записать следующим образом

$$A_{c0} = A_{c1} A_{12} \cdots A_{(n-1)n} A_{n0}.$$

При анализе и синтезе кинематической структуры вакуумной ионно-плазменной установки, в ряде случаев, необходимо определение скорости движения любой точки поверхности изделия. Для решения этого следует продифференцировать выражение (14), получим выражение

$$v_{TP} = \dot{r}_c = \frac{dA_{c0}}{d\varphi} r_c + A_{c0} \dot{r}_0.$$

При определении угла между вектором нормали каждой точки поверхности изделия и направлением ξ -го потока плазмы возникает необходимость перехода от системы координат x_0, y_0, z_0 к системе $x_{k\xi}, y_{k\xi}, z_{k\xi}$. Переход от системы координат x_0, y_0, z_0 к системе x_c, y_c, z_c осуществляется через ряд промежуточных систем координат и записывается следующим образом:

$$r_{k\xi} = A_{k\xi c} A_{c0} r_0 = A_{k\xi 0} r_0, \quad (15)$$

где $r_{k\xi}$ - радиус-вектор точки поверхности изделия в системе координат $x_{k\xi}, y_{k\xi}, z_{k\xi}$;
 $A_{k\xi c}$ - матрица перехода к системе координат $x_{k\xi}, y_{k\xi}, z_{k\xi}$ от системы x_c, y_c, z_c .

Можно отметить, что общая матрица $A_{k\xi 0}$ базируется на элементарных матрицах и является их последовательным произведением, которое отражает преобразование систем координат и пространства. Поэтому универсальную матрицу переходов через ряд различных элементарных систем координат можно записать в следующем виде:

$$A_{\tau\omega} = \prod_{\pi=1}^s A_{\pi}^{\tau\omega}, \quad (16)$$

где $A_{\pi}^{\tau\omega} = A_{\pi 1}^{\tau\omega} \vee A_{\pi 2}^{\tau\omega} \vee A_{\pi 3}^{\tau\omega} \vee A_{\pi 4}^{\tau\omega} \vee A_{\pi 5}^{\tau\omega} \vee A_{\pi 6}^{\tau\omega}$;

s - общее количество элементарных преобразований декартовой системы координат или декартова пространства.

Элементарные матрицы преобразований декартовой системы координат или декартова пространства будут следующие:

- для прямолинейных движений вдоль осей любой системы координат:

$$A_{\pi 1}^{\tau\omega} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & x_{\tau\omega} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad A_{\pi 2}^{\tau\omega} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y_{\tau\omega} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad A_{\pi 3}^{\tau\omega} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z_{\tau\omega} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

- для вращательных движений вокруг осей любой системы координат:

$$A_{\pi 4}^{\tau\omega} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_{\tau\omega}^x & -\sin \varphi_{\tau\omega}^x & 0 \\ 0 & \sin \varphi_{\tau\omega}^x & \cos \varphi_{\tau\omega}^x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad A_{\pi 5}^{\tau\omega} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_{\tau\omega}^y & 0 & \sin \varphi_{\tau\omega}^y & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_{\tau\omega}^y & 0 & \cos \varphi_{\tau\omega}^y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

$$A_{\pi 6}^{\tau\omega} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_{\tau\omega}^z & -\sin \varphi_{\tau\omega}^z & 0 & 0 \\ \sin \varphi_{\tau\omega}^z & \cos \varphi_{\tau\omega}^z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

где $x_{\tau\omega}, y_{\tau\omega}, z_{\tau\omega}$ - перемещения вдоль соответствующей оси системы координат;

$\varphi_{\tau\omega}^x, \varphi_{\tau\omega}^y, \varphi_{\tau\omega}^z$ - вращение вокруг соответствующей оси любой системы координат.

Заметим, что элементы выражения (15) определяются с помощью матрицы

$$A_{k\xi 0} = \begin{vmatrix} a_{11}^{k\xi} & a_{12}^{k\xi} & a_{13}^{k\xi} & a_{14}^{k\xi} \\ a_{21}^{k\xi} & a_{22}^{k\xi} & a_{23}^{k\xi} & a_{24}^{k\xi} \\ a_{31}^{k\xi} & a_{32}^{k\xi} & a_{33}^{k\xi} & a_{34}^{k\xi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (17)$$

Сокращенную запись выражения (15) можно представить как результат умножения матрицы на столбцевой вектор

$$\begin{pmatrix} x_{k\xi} \\ y_{k\xi} \\ z_{k\xi} \\ t_{k\xi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11}^{k\xi} & a_{12}^{k\xi} & a_{13}^{k\xi} & a_{14}^{k\xi} \\ a_{21}^{k\xi} & a_{22}^{k\xi} & a_{23}^{k\xi} & a_{24}^{k\xi} \\ a_{31}^{k\xi} & a_{32}^{k\xi} & a_{33}^{k\xi} & a_{34}^{k\xi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \\ t_0 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

Угол между нормалью к поверхности изделия и направлением потока плазмы ξ -го источника плазмы определяется следующим образом:

$$\cos(\hat{n}_{0j}, \hat{n}_{0jx}) = \cos \gamma_{xj} = \cos \gamma_{xk\xi j} = \frac{n_{xk\xi j}}{\sqrt{n_{xk\xi j}^2 + n_{yk\xi j}^2 + n_{zk\xi j}^2}}, \quad (19)$$

где $(\hat{n}_{0j}, \hat{n}_{0jx}) = \gamma_{xj} = \gamma_{xk\xi j}$ - обозначение угла между нормалью к поверхности изделия и направлением потока плазмы ξ -го источника плазмы;

$n_{xk\xi j}, n_{yk\xi j}, n_{zk\xi j}$ - проекции нормали поверхности изделия в системе координат ξ -го источника плазмы $x_{k\xi}, y_{k\xi}, z_{k\xi}$.

Для определения проекций нормали $n_{xk\xi j}, n_{yk\xi j}, n_{zk\xi j}$ формулы (19) поверхности покрытия изделия в системе координат $x_{k\xi}, y_{k\xi}, z_{k\xi}$ для ξ -го источника плазмы можно воспользоваться следующим выражением:

$$\begin{pmatrix} n_{xk\xi j} \\ n_{yk\xi j} \\ n_{zk\xi j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11}^{k\xi} & a_{12}^{k\xi} & a_{13}^{k\xi} \\ a_{21}^{k\xi} & a_{22}^{k\xi} & a_{23}^{k\xi} \\ a_{31}^{k\xi} & a_{32}^{k\xi} & a_{33}^{k\xi} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} n_{x0j} \\ n_{y0j} \\ n_{z0j} \end{pmatrix}, \quad (20)$$

где $a_{\eta\mu}^{k\xi}$ - любой элемент средней матрицы выражения (20).

В сокращенной записи выражение (20) будет следующее

$$n_{k\xi j} = B_{k\xi 0} n_{0j}.$$

Матрица $B_{k\xi 0}$ получается из матрицы $A_{k\xi 0}$ путем зачеркивания четвертой строки и четвертого столбца. Это обусловлено тем, что проекции вектора нормали не меняются при сдвиге начала координат.

В координатной записи проекции нормали определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} n_{xk\xi j} &= a_{11}^{k\xi} n_{x0j} + a_{12}^{k\xi} n_{y0j} + a_{13}^{k\xi} n_{z0j}, \\ n_{yk\xi j} &= a_{21}^{k\xi} n_{x0j} + a_{22}^{k\xi} n_{y0j} + a_{23}^{k\xi} n_{z0j}, \\ n_{zk\xi j} &= a_{31}^{k\xi} n_{x0j} + a_{32}^{k\xi} n_{y0j} + a_{33}^{k\xi} n_{z0j}. \end{aligned} \right\}$$

Таким образом, все элементы выражений (11) и (4) определены. Поэтому они дают возможность последовательно находить геометрические параметры поверхностного слоя покрытия изделия при формообразовании и решать вопросы производительного и качественного нанесения покрытий.

В качестве примера рассмотрим случай (рис. 1,а), когда покрытие наносится на цилиндрическую поверхность неподвижного изделия (без вращения рабочего стола) от одного источника плазмы. Уравнения профиля (сечения) цилиндрической поверхности изделия имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} x_{01} &= r_{01} \cos u, \\ y_{01} &= r_{01} \sin u; \end{aligned} \right\}$$

где u – параметр поверхности.

Толщина покрытия в каждой точке поверхности изделия определяется в соответствии с выражениями (3) и (19), которая может быть найдена на основании следующей зависимости:

$$h_j(u) = v_k t \cos \gamma_{xj},$$

где $h_j(u)$ - толщина покрытия в любой точке u профиля поверхности изделия с J -м шагом толщины покрытия;

v_k - интенсивность нанесения покрытия от одного источника плазмы (для вакуумных ионно-плазменных установок типа «Булат» можно принимать $v_k \approx 7 \cdot 10^{-6}$ мм/с);
 t – длительность нанесения слоя покрытия первого шага.

Для первого шага нанесения покрытия на цилиндрическую поверхность изделия имеющего в сечении окружность, значение $\cos \gamma_{x1} = \sin u$. С учетом выражения (11), уравнения профиля вновь образованной поверхности будут следующие:

$$\left. \begin{aligned} x_{02} &= r_{01} \cos u + \frac{v_k t}{2} \sin 2u, \\ y_{02} &= r_{01} \sin u + v_k t \sin^2 u; \end{aligned} \right\}$$

где x_{02}, y_{02} - координаты точки вновь образованной поверхности при первом шаге нанесения покрытия.

Уравнения профиля вновь образованной поверхности при втором шаге нанесения покрытия будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} x_{03} &= r_{01} \cos u + \frac{v_k t}{2} \sin 2u + \sqrt{2} v_k t \frac{r_{01} \sin(\frac{\pi}{4} + u) - v_k t \sin(\frac{\pi}{4} - u)}{r_{01}^2 + v_k^2 t^2 + 2r_{01} v_k t \sin u}, \\ y_{03} &= r_{01} \sin u + v_k t \sin^2 u + v_k t \frac{(r_{01} \sin u - v_k t \cos 2u)^2}{r_{01}^2 + v_k^2 t^2 + 2r_{01} v_k t \sin u}; \end{aligned} \right\}$$

где x_{03}, y_{03} - координаты точки вновь образованной поверхности при втором шаге нанесения покрытия.

И так далее производятся расчеты, и выполняется анализ и синтез геометрических параметров поверхностного слоя изделия при исследовании процесса формообразования покрытия на цилиндрическом изделии при вакуумном ионно-плазменном напылении. Если изделие имеет другую форму, и оно выполняет движения по определенной структуре кинематики в вакуумной камере, в этом случае, используются теоретические зависимости, представленные выше.

В заключение можно отметить, что в представленной работе выполнено следующее: разработан общий подход в одновременном повышении качества, эффективности и расширении технологических возможностей напыления покрытий на изделия; приведены основы процесса формообразования покрытий в условиях наличия высокой концентрации изделий в технологической зоне и сложной структуры кинематики движения изделий; исследованы особенности формообразования поверхности изделий

при напылении покрытий; предложена универсальная принципиально-структурная модель элементов и движений вакуумной ионно-плазменной установки, позволяющая решать вопросы анализа и синтеза структуры вакуумной установки. На основании полученных результатов обеспечивается возможность создания новых способов нанесения покрытий на изделия, напылять покрытия как равномерной, так и неравномерной толщины, а также снизить влияние эффекта теневых зон на качество поверхностного слоя покрытия. Выполненные исследования позволяют повысить производительность изготовления изделий с покрытиями за счет обеспечения концентрации изделий в вакуумной камере. А также расширить технологические возможности процессов благодаря нанесению специальных видов, пятнистых и функционально-ориентированных покрытий.

Список литературы: 1. Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. Ионно-плазменные вакуумные покрытия – основа широкого повышения качества изделий машиностроения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2004, 2004. Вып. 28. С. 108 – 115. 2. Патент Украины № 54100 А МПК 7 С23С 14/04. Спосіб нанесення нітридного декоративного рельєфного покриття на поверхню виробу / Михайлов В.О. Заявка № 2002053915 от 14.05.2002, БИ 3003. – 6 с. 3. Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. Основы синтеза функционально-ориентированных вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения // Известия ТРТУ – ДонНТУ. –Донецк: ДонНТУ, 2005, №5. С. 95-102. 4. Нанесение износостойких покрытий на быстрорежущий инструмент / Ю.Н. Внуков, А.А. Марков, Л.В. Лаврова, Н.Ю. Бердышев. – К.: Тэхніка, 1992. – 143 с. 5. Костржицкий А.И., Лебединский О.В. Многокомпонентные вакуумные покрытия. - М.: Машиностроение, 1987. – 208 с. 6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, 1986. – 544 с.

Сдано в редакцию 20.01.05

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

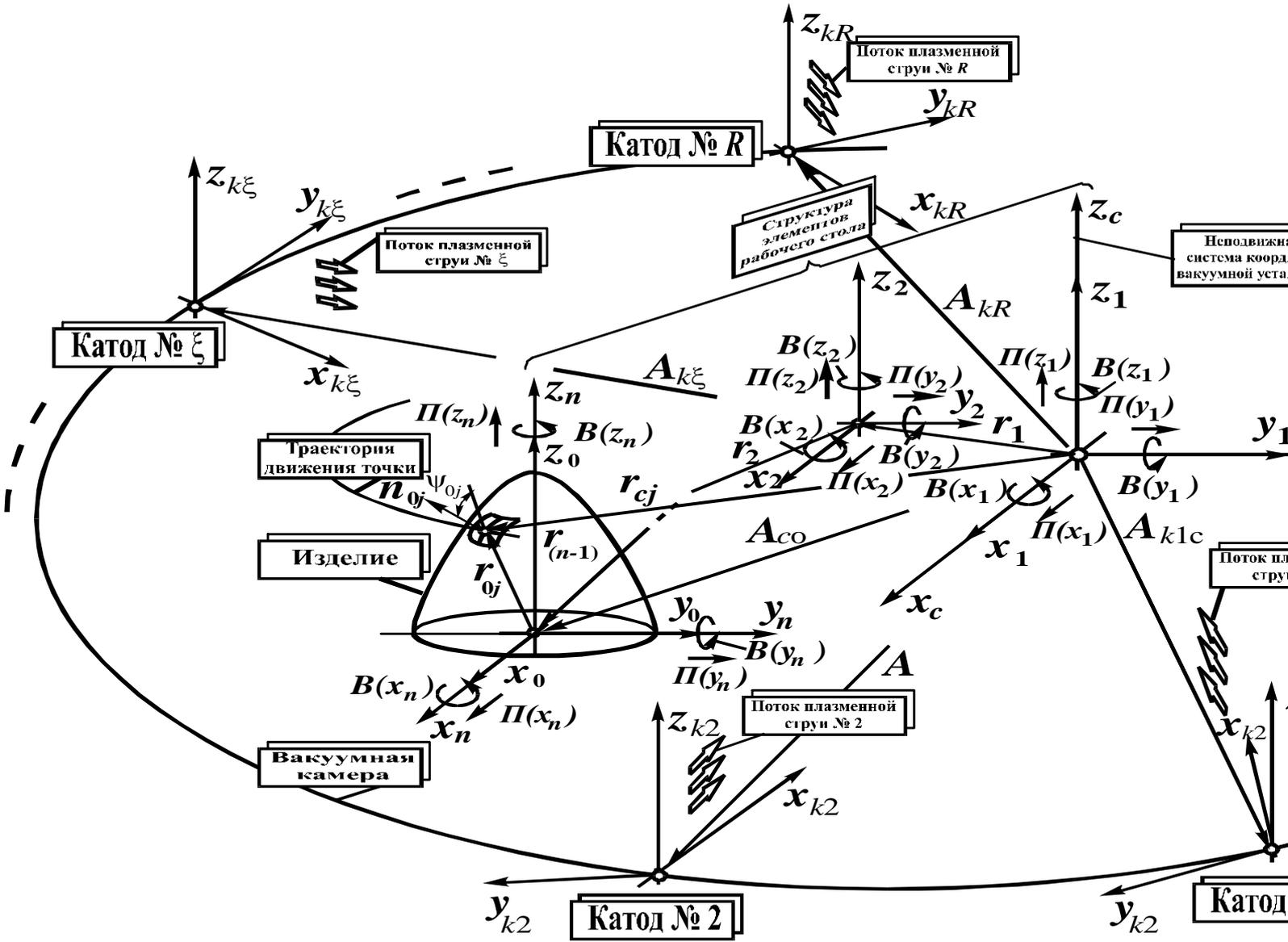


Рис. 6. Универсальная принципиально-структурная модель элементов и движений вакуумной ионно-плазменной у

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ І ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Прентковський О. (ВТУ ім. Гедимінаса, м. Вільнюс, Литва)

The motor vehicle movement model and braking under various initial conditions is presented in this paper. The most important parts of general mathematical model are: model of motor vehicle, model of road pavement surface, model of the interaction between vehicle wheels and road pavement surface. Presented results are: trajectories of the motor vehicle movement, when braking all (or two) motor vehicle wheels (road pavement – dry asphalt concrete, and there is slippery section on the road); dependences „brake way – speed at braking“ and „brake way – time of braking“.

Вступ: Автомобільний транспорт являється основним видом безрейкового транспорту, що виконує масові перевезення вантажів і пасажирів.

Сучасні автотранспортні засоби відрізняються високими динамічними якостями, що дозволяють досягати великої швидкості руху. Однак в умовах все зростаючої інтенсивності руху в містах і на автомагістралях, особливе значення набувають питання безпеки дорожнього руху. У цьому плані завдання керування і, насамперед, гальмування автомобілів стає в ряді першочергових проблем автомобільної техніки, тому гальмові системи займають одне з найважливіших місць серед вузлів автотранспортних засобів.

Динаміка транспортних засобів протягом багатьох десятиріч є об'єктом досліджень для багатьох вчених [1-12]. Автор даної статті також своєрідним чином розглядає динамічні параметри транспортного засобу.

Дана стаття є продовженням наукових досліджень динаміки транспортного засобу, представлених у літературі [6], де показано дослідження руху транспортного засобу по нерівній дорозі (як приклад розглядався рух транспортного засобу і коливання його елементів при русі через горбок зменшення швидкості „сплячий поліцейський“).

У даній статті автор приділяє увагу не визначенням коливань елементів транспортного засобу при його русі по нерівній дорозі, а дослідженню руху транспортного засобу під час його гальмуванні на дорогах з різним покриттям і при різних початкових умовах руху.

1. Динамічна модель транспортного засобу: Транспортний засіб (типовий легковий автомобіль) моделюється концентрованими масами (кузов, передня і задня підвіски, чотири колеса), що з'єднані між собою пружними і диссипативними в'язами (рис. 1) [5, 6, 8]. У представленій моделі враховується рух кузова у тривимірному просторі, переміщення і поворот підвісок щодо кузова, взаємодія коліс з дорогою, блокування коліс.

Для опису руху транспортного засобу введені узагальнені координати, що містяться у векторі узагальнених координат:

$$\{q_{m3}\}^T = \left[x_C \ y_C \ z_C \ \varphi_{x_C} \ \varphi_{y_C} \ \varphi_{z_C} \ z_1 \ \varphi_1 \ z_2 \ \varphi_2 \ z_{k1} \ z_{k2} \ z_{k3} \ z_{k4} \right]. \quad (1)$$

Рух транспортного засобу, як рух складної механічної системи, описується рівняннями Лагранжа другого виду [1, 5]. Записуються вирази кінетичної і потенційної енергій і диссипативної функції [5] транспортного засобу. Після підстановки їх і вектора узагальнених сил у рівняння Лагранжа другого роду, отримуємо систему рівнянь руху концентрованих мас транспортного засобу, яку можна записати у матричній формі:

$$[M_{m3}] \{\ddot{q}_{m3}\} = \{Q_{m3}\}, \quad (2)$$

де: $[M_{m3}]$ – матриця мас транспортного засобу; $\{\ddot{q}_{m3}\}$ – вектор узагальнених прискорень; $\{Q_{m3}\}$ – вектор навантажень, що діють на транспортний засіб.

Система рівнянь (2) розв'язується методом Рунге-Куты [5]. Розв'язуючи систему рівнянь, у кожен момент часу враховується наявність (відсутність) контакту коліс транспортного засобу з дорогою [1, 5, 6, 8].

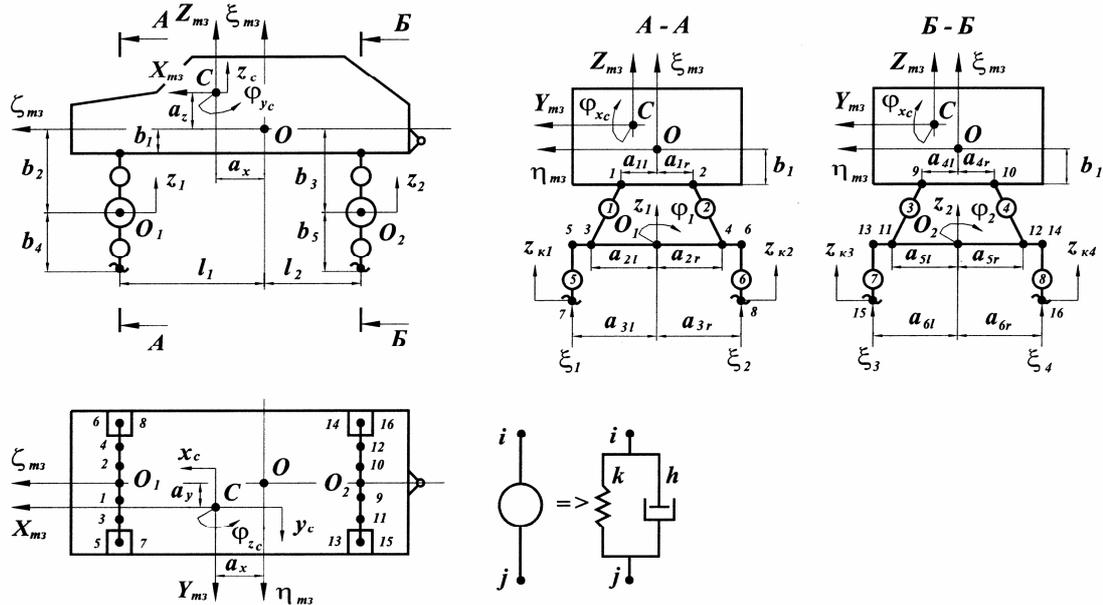


Рис. 1. Модель транспортного засобу

2. Модель дороги: Рух транспортного засобу – складний процес, що залежить не тільки від динамічних властивостей транспортного засобу, але і від фізико-механічних властивостей покриття дороги.

Для опису фізико-механічних властивостей покриття дороги (коефіцієнтів зчеплення коліс транспортного засобу з покриттям і нерівностей покриття дороги) у характерних точках, використовується метод кінцевих елементів [1, 5, 6, 8, 10, 13].

Уся поверхня покриття дороги розбивається на трикутні кінцеві елементи (рис. 2 а) [5, 6], у вузлах яких задаються коефіцієнти зчеплення колеса транспортного засобу з дорогою і нерівності покриття дороги. Знаючи коефіцієнти зчеплення та нерівності у вузлах елементів і застосовуючи метод кінцевих елементів, можна визначити значення цих параметрів у будь-якій точці покриття дороги.

Можна записати, що коефіцієнт зчеплення колеса транспортного засобу з дорогою, у сліді колеса (його відбитку на дорозі), розподіляється за законом еліпса:

$$\left(\frac{\varphi_{x_{ki}}}{a}\right)^2 + \left(\frac{\varphi_{y_{ki}}}{b}\right)^2 = 1, \quad (3)$$

де: $\varphi_{x_{ki}}$, $\varphi_{y_{ki}}$ – коефіцієнти зчеплення в будь-якій точці еліпса (у подовжньому і поперечному напрямку колеса); $a = \varphi_{зчеп}^{\max}$ – максимальний коефіцієнт зчеплення (у подовжньому напрямку колеса); $b = \varphi_{зчеп}^{\min}$ – мінімальний коефіцієнт зчеплення (у поперечному напрямку колеса).

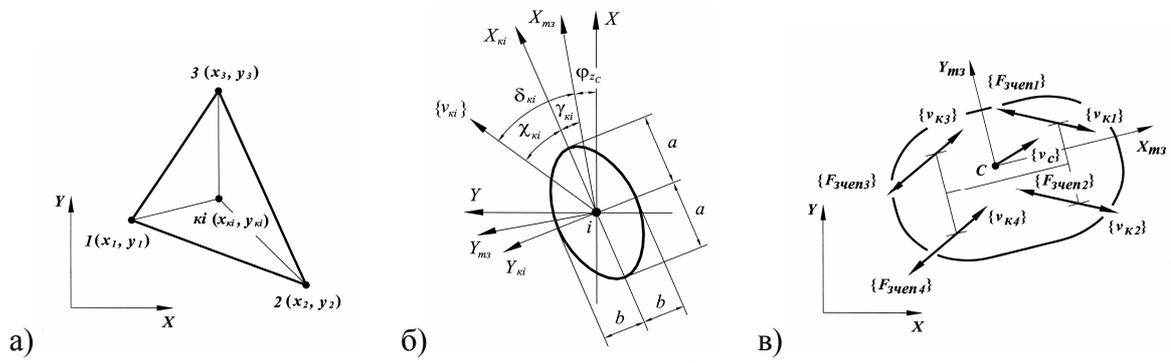


Рис. 2. Розрахункові схеми:

а – трикутний кінцевий елемент; б – розподіл коефіцієнта зчеплення i -ого колеса транспортного засобу з дорогою; в – сили зчеплення, що діють на колеса транспортного засобу

На рис. 2 б представлені розподіл коефіцієнта зчеплення i -ого колеса транспортного засобу з дорогою і схема трикутного кінцевого елемента. Максимальний коефіцієнт зчеплення – у напрямленні осі X_{ki} , мінімальний – у напрямленні осі Y_{ki} . $X - Y$ – система глобальних координат, у якій досліджується рух транспортного засобу; $X_{mz} - Y_{mz}$ – система локальних координат транспортного засобу (початок даної системи координат у центрі мас транспортного засобу); $X_{ki} - Y_{ki}$ – система локальних координат i -ого колеса (початок даної системи координат у центрі мас i -ого колеса транспортного засобу); φ_{zc} – кут між системами координат $X - Y$ і $X_{mz} - Y_{mz}$ (кут повороту транспортного засобу навколо вертикальної осі, що проходить через його центр мас); γ_{ki} – кут повороту i -ого колеса щодо кузова транспортного засобу; $\{v_{ki}\}$ – вектор швидкостей i -ого колеса; χ_{ki} – кут між віссю X_{ki} і вектором $\{v_{ki}\}$ швидкостей i -ого колеса; δ_{ki} – кут між віссю X_{mz} локальних координат транспортного засобу і вектором $\{v_{ki}\}$ швидкостей i -ого колеса.

Рівняння (3) можна записати в параметричній формі:

$$\varphi_{x_{ki}} = a \cos \chi_{ki}; \quad \varphi_{y_{ki}} = b \sin \chi_{ki}. \quad (4)$$

Узагальнений коефіцієнт зчеплення i -ого колеса транспортного засобу з дорогою в напрямленні вектора $\{v_{ki}\}$ швидкості того ж колеса визначається за формулою:

$$\varphi_{зченi}(\chi_{ki}) = \sqrt{(a \cos \chi_{ki})^2 + (b \sin \chi_{ki})^2}, \quad (5)$$

де: $\varphi_{зченi}(\chi_{ki})$ – узагальнений коефіцієнт зчеплення i -ого колеса транспортного засобу з дорогою в напрямку вектора $\{v_{ki}\}$ швидкості того ж колеса.

Як було написано вище, дорожнє покриття розбивається на трикутні кінцеві елементи. В усіх вузлах кінцевих елементів задаються коефіцієнти зчеплення (у подовжньому і поперечному напрямленнях) колеса транспортного засобу з дорогою.

Коефіцієнти зчеплення в будь-якій точці x_{ki} , y_{ki} кінцевого елемента апроксимуються у вигляді:

$$\varphi_{зченi}^{\max}(x, y) = [N(x, y)] \{ \varphi_{зчен}^{\max} \} = [N(x, y)] \{ a \};$$

$$\varphi_{зчєні}^{\min}(x, y) = [N(x, y)] \{ \varphi_{зчєн}^{\min} \} = [N(x, y)] \{ b \}, \quad (6)$$

де: $\varphi_{зчєні}^{\max}(x, y)$, $\varphi_{зчєні}^{\min}(x, y)$ – максимальний і мінімальний коефіцієнти зчєплення колеса транспортного засобу з дорогою в точці x_{ki} , y_{ki} кінцевого елемєнту; $[N(x, y)]$ – функції форм трикутного кінцевого елемєнту; $\{a\}$, $\{b\}$ – вектори максимальних і мінімальних коефіцієнтів зчєплєнь колїс транспортного засобу з дорогою у вузлах кінцевого елемєнту.

Знаючи положєння колїс транспортного засобу на дорозї (чотири точки), обчислюються чотири значєння коефіцієнтів зчєплення і чотири значєння нерївностей під кожним конкретним колєсом транспортного засобу.

3. Сили взаємодїї колїс транспортного засобу з дорогою

Дослїджуючи рух транспортного засобу і процес його гальмування, необхідно враховувати сили взаємодїї колїс транспортного засобу з дорогою, тобто сили зчєплення [5, 8, 10, 12]. Значєння сил зчєплення кожного колеса з дорогою можуть розрїзнятися. Це пояснюється тим, що мїж колєсами транспортного засобу і поверхнею дороги можуть бути рїзні коефіцієнти зчєплення (наприклад, на поверхні дороги може бути вода, пїсок і так далї). Також, при гальмуванні транспортного засобу і його русї по нерївнїй дорозї, маса транспортного засобу розподїляється нерївномїрно мїж передньою і задньою пїдвіскою, що впливає на рух транспортного засобу.

Сила зчєплення колеса транспортного засобу з дорогою буде дорївнювати нулю, якщо напрямок вектора швидкостї транспортного засобу і напрямок вектора швидкостї колеса транспортного засобу спївпадуть і також, якщо колєсо транспортного засобу не буде заблоковане (не буде гальмувати). Сила зчєплення колеса транспортного засобу з дорогою буде мати якесь значєння, якщо напрямок згаданих векторїв не спївпадуть або колєсо транспортного засобу буде заблоковане (буде гальмувати).

На рис. 2 в представленї сили зчєплення колеса транспортного засобу з дорогою.

У загальному випадку, сила зчєплення, що дїє на i -оє колєсо транспортного засобу, визначається за формулою:

$$F_{зчєні} = -R_{zi} \varphi_{зчєні}, \quad (7)$$

де: $F_{зчєні}$ – сила зчєплення, що дїє на i -тє колєсо; R_{zi} – нормальна реакція, що виникає мїж i -им колєсом транспортного засобу і поверхнею дороги; $\varphi_{зчєні}$ – коефіцієнт зчєплення i -ого колеса транспортного засобу з дорогою; i – номер колеса, $i = 1 \div 4$.

Нормальна реакція, що виникає мїж i -им колєсом транспортного засобу і поверхнею дороги, визначається за формулою:

$$R_{zi} = \begin{cases} k_i |\Delta l_i| + h_i |\dot{\Delta l}_i|, & \text{коли } \Delta l_i \leq 0; \\ 0, & \text{коли } \Delta l_i > 0, \end{cases} \quad (8)$$

де: k_i – коефіцієнт жорсткостї i -ого пружного елемєнту пїдвіски транспортного засобу (див. рис. 1); h_i – коефіцієнт гасїння механїчної енергїї i -ого пружного елемєнту пїдвіски транспортного засобу (див. рис. 1); Δl_i – деформація i -ого пружного елемєнту пїдвіски транспортного засобу; $\dot{\Delta l}_i$ – швидкїсть деформації i -ого пружного елемєнту пїдвіски транспортного засобу.

Сили зчєплення, що дїють на конкретне колєсо транспортного засобу, мїстяться у вектор:

$$\{F_{зчені}\} = \begin{cases} -\text{sign}(v_{kxi})F_{зчені} \cos(\delta_{ki} + \varphi_{Z_C}) \\ -\text{sign}(v_{kyi})F_{зчені} \cos(\delta_{ki} + \varphi_{Z_C}) \\ 0 \end{cases}, \quad (9)$$

де: v_{rix} , v_{riy} – проєкції вектора $\{v_{ri}\}$ швидкості ковзання i -ого колеса транспортного засобу на локальні осі X_{mz} і Y_{mz} транспортного засобу (див. рис. 2 б); δ_{ki} – кут між локальною віссю X_{mz} транспортного засобу і вектором $\{v_{ki}\}$ швидкості ковзання i -ого колеса транспортного засобу (див. рис. 2 б).

Момент, що виникає від сил зчеплення, що діють на i -оє колесо транспортного засобу, визначається за формулою:

$$\{M_{зчені}\} = \{r_{C_i}\} \times \{F_{зчені}\} = [r_{C_i}] \{F_{зчені}\}, \quad (10)$$

де: $\{r_{C_i}\}$ – локальний вектор між центром мас транспортного засобу і його i -им колесом; $[r_{C_i}]$ – матриця i -ого колеса транспортного засобу.

Вектори сил і моментів, що діють на транспортний засіб від сил зчеплення всіх коліс з дорогою, визначаються за формулами:

$$\{F_{зчен}^{узаг}\} = \sum_{i=1}^4 \{F_{зчені}\}; \quad \{M_{зчен}^{узаг}\} = \sum_{i=1}^4 \{M_{зчені}\}. \quad (11)$$

Вектори сил і моментів, що діють на транспортний засіб від сил зчеплення всіх коліс з дорогою, поміщаються у вектор узагальнених сил:

$$\{F_{зчен}\}^T = \begin{bmatrix} F_{зчен1}^{узаг} & F_{зчен2}^{узаг} & F_{зчен3}^{узаг} & M_{зчен1}^{узаг} & M_{зчен2}^{узаг} & M_{зчен3}^{узаг} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Далі, вектор $\{F_{зчен}\}$ поміщається у вектор $\{Q_{mz}\}$ (див. формулу (2)).

4. Результати комп'ютерного експерименту

Для рішення рівнянь руху транспортного засобу автором складені програми з використанням програмних засобів *Maple* [14] і *Compaq Visual Fortran* [15].

Досліджено рух і гальмування типового транспортного засобу (типового легкового автомобіля) по дорозі при різних умовах.

Представлено графіки (рис. 3), що наочно демонструють траєкторію руху транспортного засобу по дорозі.

Представлено залежності (графіки), які також представляють практичну вартість – діаграми „шлях гальмування – швидкість при гальмуванні“ і „шлях гальмування – час гальмування“ (рис. 4).

Висновки:

1. Досліджено рух транспортного засобу при гальмуванні. З цією метою створені модель транспортного засобу, модель дороги і модель контакту колеса транспортного засобу з дорогою.

2. Гальмовий шлях транспортного засобу при аварійному гальмуванні (двома колесами одної підвіски) буде більше, ніж гальмовий шлях при нормальному гальмуванні (усіма чотирма колесами). Це демонструється графічно на рис. 3 а, б і

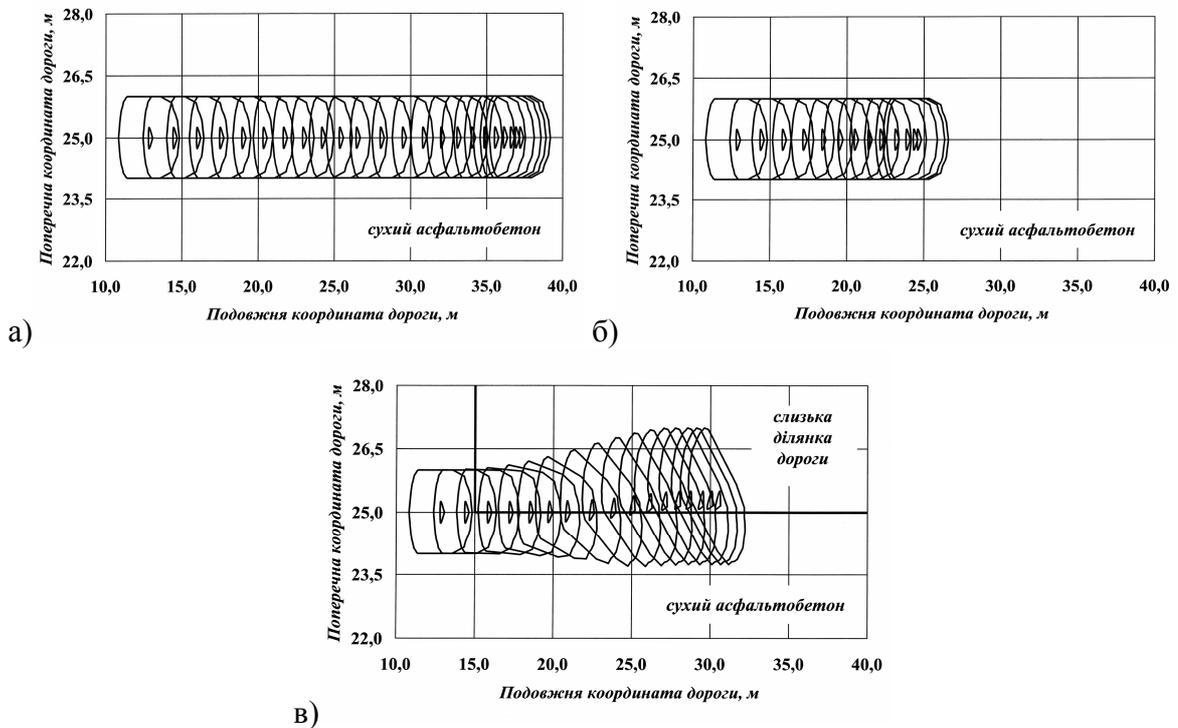


Рис. 3. Траєкторії руху транспортного засобу під час гальмуванні (вид зверху) при початковій швидкості руху 60 км/г , покриття дороги – сухий асфальтобетон: а – гальмують два колеса одної підвіски (передньої або задньої); б – гальмують усі колеса; в – гальмують усі колеса і на поверхні дороги є слизька ділянка

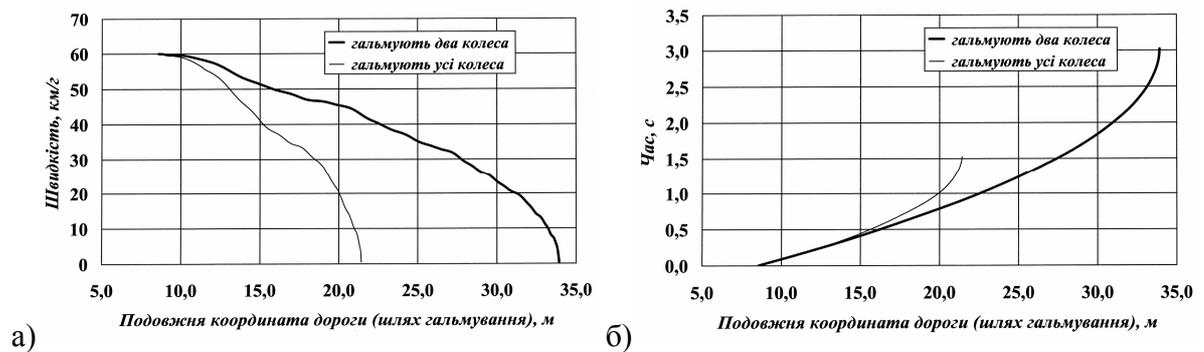


Рис. 4. Залежності, що демонструють гальмування транспортного засобу: а – діаграма „шлях гальмування – швидкість при гальмуванні“; б – діаграма „шлях гальмування – час гальмування“

рис. 4 а. Це пояснюється тим, що при гальмуванні двома колесами на транспортний засіб буде діяти менша узагальнена сила зчеплення коліс транспортного засобу з дорогою, тому що два інші колеса будуть обертатися.

3. Час повної зупинки транспортного засобу при аварійному гальмуванні (двома колесами одної підвіски) буде довше, ніж час зупинки при нормальному гальмуванні (усіма чотирма колесами). Це демонструється графічно на рис. 4 б. Це пояснюється тим, що при гальмуванні двома колесами на транспортний засіб буде діяти менша узагальнена сила зчеплення коліс транспортного засобу з дорогою, тому що два інші колеса будуть обертатися.

4. Траєкторія руху транспортного засобу при гальмуванні всіма колесами на ділянці дороги зі слизькою ділянкою не буде прямолінійна (рис. 3 в). Це пояснюється тим, що коефіцієнт зчеплення коліс (лівого борту) транспортного засобу зі слизькою ділянкою дороги буде менше, ніж коефіцієнт зчеплення коліс (правого борту) з неслизькою

ділянкою дороги. Отже, порушиться баланс сил зчеплення і транспортний засіб трохи повернеться навколо своєї вертикальної осі.

5. Представлена модель руху транспортного засобу, як одна зі складових частин, може бути використана для дослідження різних ситуацій руху транспортних засобів і дорожніх подій.

Список літератури: **1.** Transport: Technologies, Economics, Environment, Health: Monograph (Transportas: Technologijos, ekonomika, aplinka, sveikata: Monografija). – Vilnius: Technika, 2003. – 876 p. (in Lithuanian). **2.** Lukoseviciene O. The accidents analysis and simulation: Monograph (Autoįvykių analizė ir modeliavimas: Monografija). – Vilnius: Technika, 2001. – 244 p. (in Lithuanian). **3.** Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. – New York: John Wiley & Sons, 1978. **4.** Хачатуров А. А. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. – Москва: Машиностроение, 1975. – 535 с. **5.** Prentkovskis O. Interaction between the Vehicle and Obstacles: Summary of Doctoral Dissertation (Technological Sciences, Transport Engineering). – Vilnius: Technika, 2000. – 56 p. **6.** Прентковський О. Рух транспортного засобу по нерівній дорозі. *Прогресивные технологии и системы машиностроения: международный сборник научных трудов*, вып. 28. Донецк, 2004. – с. 137-141. **7.** Prentkovskis O., Bogdevicius M., Lingaitis L. P. Simulation of the System „Road – Vehicle – Obstacle“. *Zeszyty naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej*, No 17. – Gliwice: Wydawnictwo Katedry Mechaniki Stosowanej, 2001. – p. 169-176. **8.** Prentkovskis O., Bogdevicius M. Dynamic of a Motor Vehicle Taking into Consideration their Interaction of Wheels and Road Pavement Surface. *Transport*, Vol XVII, No 6. – Vilnius: Technika, 2002. – p. 244-253. **9.** Прентковский О., Богдьявичюс М. Динамика взаимодействия транспортного средства с препятствиями. *Proceedings of the Fourth International Conference „Heavy machinery HM 2002“*, Kraljevo, 28-30 June, 2002. – Kraljevo: Riza, 2002. – p. C.45-C.48. **10.** Prentkovskis O., Bogdevicius M. Dynamics of the Vehicle Interaction with the Guardrail under Various Road Surface Conditions. *SORIC'02: 2nd Safety on Road International Conference*, 21-23 October 2002. – Kingdom of Bahrain: Conference Proceeding (CD). – 5 p. **11.** Peceliunas R., Lukoseviciene O., Prentkovskis O. A Mathematical Model of the Vibrating System Equivalent to the Vehicle in the Mode of Emergency Braking. *Transport*, Vol XVIII, Nr. 3. – Vilnius: Technika, 2003. – p. 136-142. **12.** Bogdevicius M., Prentkovskis O., Vladimirov O. Engineering Solutions of Traffic Safety Problems of Road Transport. *Transport*, Vol XIX, No 1. – Vilnius: Technika, 2004. – p. 43-50. **13.** Crisfield M. A. Non-Linear Finite Element Analysis of Solid and Structures, Vol 1-2. – John Wiley & Sons, 1997. **14.** Aladjev V., Bogdevicius M., Prentkovskis O. New Software for Mathematical Package Maple of Releases 6, 7 and 8. Monograph. – Vilnius: Technika, 2002. – 404 p. **15.** Schick W., Silverman G. Fortran 90 and Engineering Computation. – John Wiley & Sons, 1995. – 425 p.

Сдано в редакцию 20.01.05

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

УТОЧНЕНИЕ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ МЕЖДУ КОНТАКТНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ УНИВЕРСАЛЬНОГО ШПИНДЕЛЯ

Руденко В.И., Нижник Н.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Is established and is justified, that the distribution of specific pressure has nonlinear character. The technique of definition of factors for polynomial functions and shoulder of application of equal in effect specific pressure is offered. A comparison of results of the calculation according to offered polynomial dependence and generally used linear laws of changing of contact pressures between bearing brass and paddle. The explorations are carried out for a joint with a cracker and joint with a centering knot

В настоящее время при проектировании элементов главной линии прокатного стана одним из наиболее важных и существенных вопросов остается учет реально действующих нагрузок и установление характера их распределения. Расчет элементов шарнира универсального шпинделя с вкладышами скольжения на прочность ведется путем замены крутящего момента эквивалентной парой сил из предположения, что давления на плоскостях контакта в шарнире универсального шпинделя распределены по некоторому закону. Принятая гипотеза позволяет определить плечо приложения и соответственно величину равнодействующей контактных давлений. Как правило, расчет ведут по общепринятой методике, где принимается линейный закон распределения контактных давлений: треугольный [1] или трапецидальный [2]. Фундаментальной работой, содержащей помимо теоретических исследований экспериментальные для разработки методики расчета элементов универсальных шпинделей на прочность, до настоящего момента остается работа И.М. Мееровича [3].

Для оценки плеча приложения x_p равнодействующей P (рис.1) проведены исследования, направленные на уточнение эпюры распределения давлений на контактных поверхностях шарнира. Так, в работе [4] приводится закон распределения давлений по трапеции с большим основанием у центра шарнира. Данная гипотеза отличается от всех известных и основана на анализе отказов вкладышей, согласно которым разрушение происходит у центра вкладыша, таким образом, выдвигается предположение о смещении равнодействующей к центру шарнира. Следует отметить, что данная картина действительно имеет место и иллюстрирует типичный случай разрушения вкладыша по причине изменения схемы нагружения, т.е. передачи части момента через сухарь. При этом, действительно излом начинается у середины вкладыша, как наиболее нагруженной при нарушении условий передачи нагрузки. Предположение о смещении максимальных напряжений к центру вызывает сомнение, так как максимальные деформации, как показывает практика и работы специалистов [5, 6] расположены на периферийных участках вкладыша, а наибольшим деформациям должны соответствовать наибольшие напряжения. Встречаются также предпосылки о линейном прямоугольном и ломаном законе распределения контактных давлений [7]. Проведенные экспериментальные исследования не позволили установить закон изменения контактных давлений на поверхности вкладыша [8]. Данная актуальная задача по определению характера распределения давлений по контактным поверхностям шарнира скольжения универсального шпинделя была неоднократно обозначена в различных работах, однако, специальных исследований, позволяющих уточнить методику расчета элементов шарнира, проведено не было.

Для оценки нагрузочной способности вкладыша универсального шпинделя, а также обоснования путей совершенствования конструкции шарнира с позиции напряженно-

деформированного состояния вкладышей, и выяснения данной научно-технической проблемы были проведены исследования характера взаимодействия контактных поверхностей шпинделя [9]. Исследования характера деформации модели вкладыша были проведены для двух конструкций шарнира (рис.1): традиционной с сухарем и усовершенствованной с дополнительным сферическим центрирующим устройством [10].

Принципиальное отличие этих конструкций состоит в наличии в шарнире сухаря 4 (рис.1,б) и соответственно прорези в лопасти 3. Усовершенствованный шарнир имеет лопасть 3 сплошную по поверхности контакта с вкладышем 2, но с торцевой проточкой под сферический центрирующий узел 4 (рис.1,а). Вилка 1 и вкладыш 2 для двух шарниров не отличаются.

В ходе лабораторных, а также промышленных испытаний был установлен линейный характер деформации вкладыша [9], который был положен в основу исследования напряженно-деформированного состояния вкладыша методом конечных элементов с использованием программы ANSYS и установлено поле нормальных напряжений на поверхности контакта вкладыша с лопастью. Путем аппроксимации которого, установлено, что закон изменения контактных давлений между вкладышем и лопастью имеет нелинейный характер и вид полинома третьей степени (рис.1)

$$\sigma(x, y) = a + bx^2 + cx^3.$$

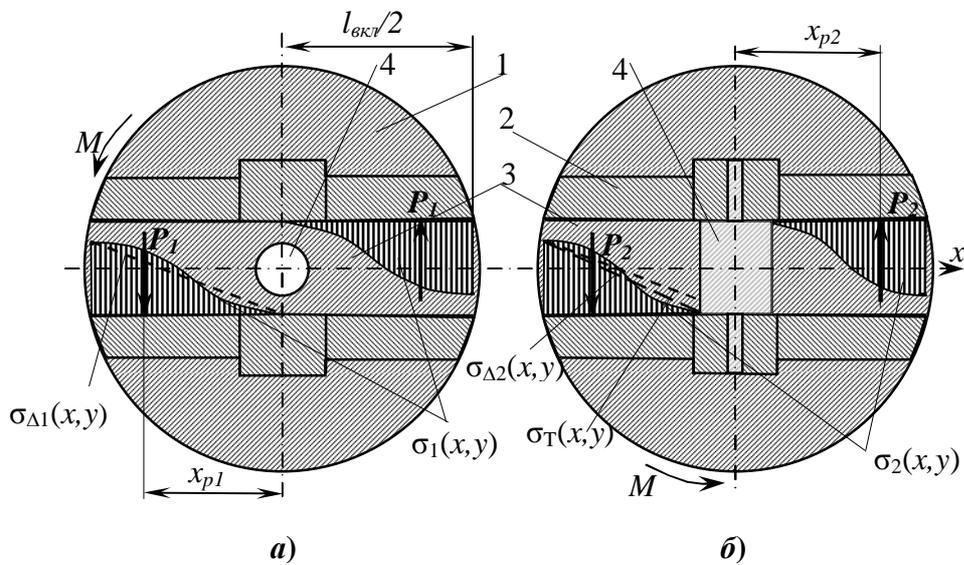


Рис. 1. - Схема распределения контактных давлений между вкладышем и лопастью: а) для усовершенствованного шарнира с центрирующим узлом; б) для шарнира с сухарем

Коэффициенты данной зависимости изменения контактных давлений рекомендуется определять методом, учитывающим величину передаваемого крутящего момента и геометрические характеристики шарнира. Для этого необходимо рассмотреть два граничных условия для данной функции. Во-первых, для сохранения вида данной эпюры необходимо, чтобы

$$\left. \frac{d\sigma}{dx} \right|_{0,5l_{вкл}} = 0.$$

Установлено, что контакт вкладыша осуществляется от середины вкладыша для шарнира с центрирующим узлом и от прорези для шарнира с сухарем (рис. 1). Таким образом, второе граничное условие предполагает, что функция $\sigma_2(x, y)$ у границы контакта лопасти с сухарем равна нулю. Для шарнира с центрирующим узлом функция имеет вид

$$\sigma_1(x, y) = b_1x^2 + c_1x^3.$$

Установленный закон распределения контактных давлений между элементами шарнира универсального шпинделя позволяет уточнять величину и плечо приложения x_p равнодействующей давлений P (рис.1). Плечо приложения определяется отношением момента к равнодействующей давлению. Для шарнира с центрирующим узлом момент определяется следующим образом

$$M_1 = \int_0^{0,5l_{\text{вкл}}} \int_0^b q(x)xdxdy,$$

где b – ширина вкладыша.

Для шарнира с сухарем момент равен

$$M_2 = \int_{0,5h}^{0,5l_{\text{вкл}}} \int_0^b q(x)xdxdy,$$

где h – ширина сухаря.

Аналогично определяются равнодействующие для двух шарниров

$$P_1 = \int_0^{0,5l_{\text{вкл}}} \int_0^b q(x)dxdy \quad P_2 = \int_{0,5h}^{0,5l_{\text{вкл}}} \int_0^b q(x)dxdy.$$

Для оценки достоверности полученного закона распределения контактных давлений между вкладышем и лопастью шарнира универсального шпинделя проведен поляризационно-оптический эксперимент на фотоупругих моделях вкладышей, в ходе которого решалась объемная задача методом замораживания напряжений. А также, проведен конечно-элементный анализ эквивалентных моделей вкладыша со свойствами фотоупругого материала, на плоскости контакта которого с лопастью был приложен полиномиальный закон изменения давлений. В ходе двух исследований были получены эквивалентные (по теории Мизесса или IV теории прочности) напряжения в теле вкладыша. Путем сравнения полученных в ходе этих двух исследований качественной картины и величин эквивалентных напряжений в одинаковых точках установлено хорошее совпадение результатов.

Для сравнения гипотез о линейном законе распределения давлений и установленной полиномиальной функции, проведено конечно-элементное исследование бронзовых вкладышей одинаковых размеров, на поверхности которых приложены нагрузки, описываемые полиномом, треугольником и трапецией (таблица 1). Сравнение максимальных эквивалентных напряжений, расположенных на периферийных участках вкладыша показало, что результаты для линейных законов практически не отличаются друг от друга. Однако значения максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} вкладыша, на поверхности которого приложена нагрузка, изменяющаяся по полиномиальной эпюре, выше практически в два раза σ_{max} для треугольного или трапецеидального закона изменения нагрузки на вкладышах. Сравнение полученных полей напряжений позволило установить, что только для полиномиальной эпюры свойственно наличие линии практически нулевых напряжений ближе к центру вкладыша, которая была отмечена в ходе поляризационно-оптического эксперимента. Данная линия не наблюдается на напряженно-деформированных состояниях, установленных согласно треугольной эпюре изменения давлений или трапецеидальной. Установленная экспериментально и согласно принятой гипотезе о полиномиальном законе линия нулевых напряжений может объясняться внецентренным сжатием.

Сравнение значений σ_{max} вкладышей шарниров двух исполнений при равных

нагрузках, показало, что σ_{\max} вкладыша шарнира с центрирующим устройством меньше на 27,1% σ_{\max} вкладыша шарнира с сухарем. Что объясняется большей площадью контакта, и свидетельствует о более рациональном исполнении конструкции.

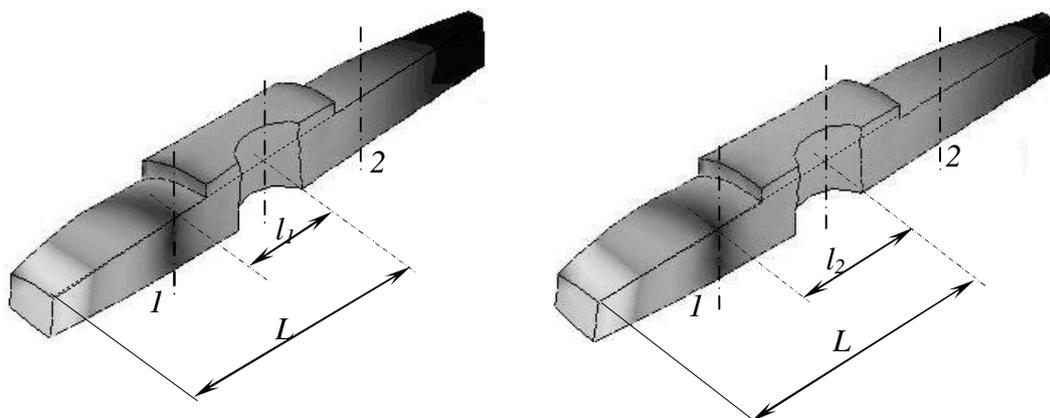
Таблица 1. Сравнение максимальных эквивалентных напряжений, полученных конечно-элементным расчетом с учетом различных законов изменения контактных давлений

Конструкция шарнира	Закон изменения контактных давлений				
	Полиномиальный $\sigma_{1,2}$, МПа	Треугольный $\sigma_{\Delta 1,2}$, МПа	$\frac{\sigma_{\Delta} - \sigma_{1,2}}{\sigma_{1,2}} \cdot 100\%$	Трапецидальный $\sigma_{T 1,2}$, МПа	$\frac{\sigma_T - \sigma_{1,2}}{\sigma_{1,2}} \cdot 100\%$
шарнир с сухарем	252,1	145,72	42,2%	110,3	56,3%
шарнир без сухаря	198,35	108,98	45,1%	-	-
$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_2} \cdot 100\%$	27,1%	33,7%	-	-	-

Анализ напряженно-деформированного состояния вкладышей позволил впервые установить отличительную особенность - наличие линии практически нулевых напряжений на поверхности вкладыша. Поиск ее размещения можно производить методом конечно-элементного анализа для получения поля эквивалентных напряжений в теле вкладыша, загруженного согласно установленной полиномиальной зависимости распределения давлений на поверхности контакта вкладыша с лопастью. Для повышения срока службы путем совершенствования способов смазывания рабочих поверхностей шарнира следует размещать разводку смазочных канавок на его поверхности контакта с лопастью из начала линии нулевых напряжений.

Так, например, проведенный анализ напряженно-деформированного состояния вкладышей клетки 950 стана 950/900 ДМЗ, показал, что для повышения надежности узла рекомендуется сместить отверстие под смазку на 23 мм к торцу вкладыша шарнира с сухарем. Рекомендуемое размещение смазочного отверстия (1 и 2 на рис.2.) для шарнира с сухарем и шарнира с дополнительным центрирующим узлом приведено на рис. 2. Изменение размещения смазочного отверстия направлено на повышение прочности, долговечности и безотказности вкладыша универсального шпинделя.

Выводы: Целью настоящей работы было исследование характера распределения давлений между контактными поверхностями шарнира скольжения универсального шпинделя прокатного стана и проверка многочисленных гипотез, существующих в различных теоретических исследованиях специалистов. Экспериментально установлено и обоснованно, что максимальные напряжения расположены на периферийных участках вкладыша, а эпюра, описывающая распределение давлений по поверхности контакта вкладыша с лопастью шарнира имеет нелинейный характер.



а)

б)

Рис. 2. Размещение смазочного отверстия вкладыша, а) для шарнира с сухарем; б) для шарнира с центрирующим узлом

Статический расчет на прочность элементов шарнира согласно линейным законам приводит к заниженным результатам параметров шарнира. Предложенный полиномиальный закон распределения контактных давлений между лопастью и вкладышем позволяет уточнять значения плеча приложения равнодействующей силы давлений для проведения статического расчета на прочность, а также повысить точность расчета напряжений в элементах шарнира практически в два раза.

Адекватность установленной полиномиальной зависимости доказана поляризационно-оптическим методом исследования и последующим конечно-элементным анализом напряженно-деформированного состояния вкладышей универсальных шарниров скольжения. Разработанные модели и проведенные исследования осуществлены для шарниров двух исполнений: шарнира традиционной конструкции и шарнира с дополнительным сферическим центрирующим узлом. Впервые получена количественная оценка отличия шарнира с дополнительным узлом от стандартной конструкции. Применение шарнира с дополнительным центрирующим узлом вместо шарнира с сухарем позволит повысить нагрузочную способность вкладыша шарнира скольжения.

Список литературы: 1. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы.- М.: Металлургиздат, 1958.- 432 с. 2. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов: Учеб. пособие для вузов.- 2-е изд.- М: Металлургия, 1985.- 365 с. 3. Меерович И.М. Исследование и расчет универсальных шпинделей прокатных станов.- М.: Машгиз, 1954.- 40 с. 4. Данилов С.С. Нагрузки на вкладыши универсального шарнира скольжения привода прокатных станов // Вестник Приазовского государственного университета.- 1995.- №1.- С.119-123. 5. Суглобов В.В. Определение рабочего ресурса шарниров скольжения универсальных шпинделей по критерию износостойкости // Вестник Приазовского государственного университета.- 1995.- №1.- С.103-109. 6. Потепенков А.П., Касперович Э.Б. Распределение удельных давлений в шарнире универсального шпинделя // Изв. вузов. Черная металлургия.- 1983.-№4.-С.132-136. 7. Оценка распределения нагрузок в шарнире универсального шпинделя / В.К. Цапко, В.А. Луцик, Ю.А. Мушенков, И.Г. Махницкий // Металлургическая и горнорудная промышленность.- 2000.-№3.- С.79-80. 8. Савельев А.Н., Савельев Н.В. Экспериментальная оценка динамических нагрузок в зоне трения вкладышей универсального шпинделя прокатного стана // Изв. вузов. Черная металлургия.- 2002.- №8.- С. 51-53. 9. Руденко В.И., Нижник Н.В. Исследование характера взаимодействия элементов шарнира универсального шпинделя скольжения // Защита металлургических машин от поломок .- Мариуполь, 2003.- Вып.7.- С. 40-44. 10. А.с. 1775197 СССР, МКИ В 21 В 35/14. Шарнир универсального шпинделя скольжения/ Руденко В.И., Буряк С.И., Седуш В.Я., Раков В.М., Похилов Д.Ю., Иванов И.В. (ДПИ).- № 4248228/31; Заявл. 2.06.87; Оpubл. 15.11.93, Бюл. № 42. - 3 с.: 3 ил.

Сдано в редакцию 19.02.05

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

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРОХОВОЙ ГИДРОПУШКИ ПРИ УПРОЧНЕНИИ НАВИВКОЙ ВЫСОКОПРОЧНОЙ СТАЛЬНОЙ ПРОВОЛОКИ

Русанова О. А. (ДонНУ, г. Донецк, Украина)

The method of calculation of the stressed-deformed state is described for powder hydrocannon hardened by the coiling of the high-test steel wire. The pressure of the precut crimping, the addition pressure due to internal load and the edge effects are taken into account in the calculations. The optimal values of winding are obtained for different conditions.

Введение

Гидродинамический способ разрушения горных пород импульсными струями воды высокой скорости является очень перспективным методом, так как имеет высокую мощность, экологически безопасен, позволяет разрушать породы любой крепости и абразивности. Наиболее распространенной установкой для получения импульсных струй жидкости является гидропушка.

Задачи внутренней баллистики гидропушки хорошо исследованы [1 - 4]. Существующие методы численных расчетов позволяют с достаточной точностью определять характеристики установок различных типов, в частности распределение давления внутри установки на различные моменты времени.

В работах [1, 5] показано, что в корпусе гидропушки возникает высокое давление, величина которого может достигать предела прочности материала. Известно, что увеличение радиуса цилиндра более 5 внутренних радиусов не может увеличить прочность конструкции. Одним из способов упрочнения конструкции является создание дополнительного высокого давления за счет навивки высокопрочной стальной проволоки. В данной работе приведен расчет напряженно-деформируемого состояния корпуса гидропушки, который позволит улучшить конструкцию гидропушки, снизить затраты на ее изготовление и сделать ее мобильнее.

1. Устройство, принцип работы и модель пороховой гидропушки



Рис. 1. Пороховая гидропушка

Пороховая гидропушка, схематическое устройство которой представлено на рис.1, состоит из цилиндрического ствола, в котором находится водяной заряда, и сужающегося сопла. Процессы в такой гидропушке начинаются с момента воспламенения пороха. Пороховые газы приводят в движение водяной заряд и разгоняют его в стволе. В сужающемся

сопле вода продолжает ускоряться, увеличивая скорость многократно, и истекает наружу с большой скоростью. Обычно сопло заканчивается коллиматором - цилиндрическим участком, который служит для стабилизации струи и выравнивания скорости по ее длине.

В работах [6] приведены распределения давления внутри гидропушки, внутренний радиус которой равен 16 мм. На рис. 2 приведено распределение давления в стволе гидропушки по данным работы [6], для моментов времени $t = 1,05, 1,15$ и $1,25$ мс (кривые 1, 2, 3 соответственно). За начальный принимается момент воспламенения пороха, начало координат располагается у входа в сопло, ось x направлена вдоль оси установки. Видно, что давление достигает максимального значения 556 МПа на момент времени 1,15 мс. С развитием процесса, давление падает.

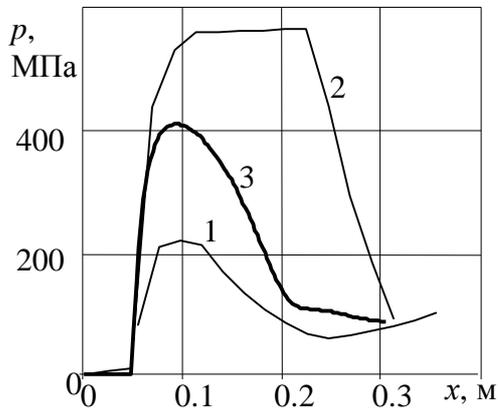


Рис. 2. Распределение давление в стволе гидропушки на моменты времени 1) 1.05 мс 2) 1.15 мс 3) 1.25 мс

Будем моделировать пороховую гидропушку как стальной цилиндр, который упрочнен высокопрочной стальной проволокой диаметром 1 мм на участке с повышенным давлением, т.е. анализ напряженно-деформируемого состояния будем проводить по «самому» опасному сечению, положение которого определяется по максимальному давлению в сопле гидропушки при выстреле и по радиусу сопла в этом сечении. За расчетное примем величину максимального давления 550 МПа; внутренний радиус цилиндра $r = 16$ мм.

2. Расчет давления предварительного обжатия цилиндра высокопрочной

проволокой

При осуществлении навивки высокопрочной проволоки, передаваемое на цилиндр давление q оказывается меньше навиваемого давления q_n за счет того, что некоторая часть нагрузки воспринимается ранее навитыми слоями проволоки.

Из условия равенства радиального перемещения на наружной поверхности цилиндра $u_{ц}$, определенного из задачи Ляме, и радиального перемещения нижнего слоя проволоки u_{np} , вычисленного из закона Гука, давление предварительного обжатия цилиндра $q_{об}$ высокопрочной проволокой может быть рассчитано по формуле [7]

$$q_{об} = \frac{Q}{Rd} \sum_{n=1}^{n_{нав}} \left(1 + \lambda \left(k_{\mu} (n - 0,5) + \frac{d(n-1)}{R} \left(1 + \frac{k_{\mu} \lambda}{2} (n-1) \right) \right) \right)^{-1}, \quad (1)$$

где r и R – внутренний и внешний радиусы цилиндра соответственно, d и F – диаметр и площадь поперечного сечения проволоки; n – количество навитых слоев проволоки; E – модуль Юнга, μ – коэффициент Пуассона; Q – сила, с которой растягивается навиваемая проволока.

В выражении (1) для удобства записи были введены следующие обозначения

$$k_{\mu} = \frac{1 + r^2/R^2}{1 - r^2/R^2} - \mu, \quad \lambda = \frac{F}{dR}.$$

3. Расчет дополнительного давления вследствие приложенной внутренней нагрузки

После загрузки цилиндра внутренним давлением в проволоке возникает дополнительное напряжение, вследствие чего давление обжатия рабочего цилиндра навивкой проволоки увеличивается. Радиальные перемещения у поверхности контакта рабочего цилиндра с упрочняющим слоем навитой проволоки от внутреннего давления p и дополнительного давления упрочняющего слоя $q_{дон}$ можно найти из задачи Ляме. Таким образом, радиальные перемещения наружной поверхности цилиндра $u_{ц}$ определяются как

$$u_{ц} = \frac{(2 - \mu)Rp}{E} \frac{r^2/R^2}{1 - r^2/R^2} - \frac{q_{дон}R}{E} \left(\frac{1 + r^2/R^2}{1 - r^2/R^2} - \mu \right), \quad (2)$$

а перемещение в проволоке

$$u_{np} = \frac{q_{дон}R}{E} \left(\frac{1 + R^2/R_{нав}^2}{1 - R^2/R_{нав}^2} + \mu \right), \quad (3)$$

где $R_{нам} = R + d(n - 0,5)$ – радиус цилиндра с намоткой.

Приравнивая (2) и (3) найдем дополнительное давление в виде [7]

$$q_{дон} = \frac{(2-\mu)p}{k_{ц} + 2\mu + k_{np}} \frac{r^2/R^2}{1-r^2/R^2}, \quad k_{np} = \frac{1+R^2/R_{np}^2}{1-R^2/R_{np}^2} - \mu$$

4. Расчет рационального количества витков

В зависимости от количества витков проволоки и ее натяжения может оказаться, что напряжение в рабочем цилиндре больше или меньше напряжения в упрочняющих слоях. Для обеспечения равнопрочности конструкции, найдем рациональное количество витков из равенства расчетных напряжений в цилиндре

$$\sigma_{ц} = \frac{P}{1-r^2/R^2} \sqrt{3-2\zeta(3-2\zeta)}, \quad \zeta = \frac{q_{об} + q_{дон}}{p}, \quad (4)$$

и в контактном слое проволоки

$$\sigma_{np} = \frac{q_{об} + q_{дон}}{1-R^2/R_{нам}^2} \sqrt{3 + \frac{R^4}{R_{нам}^4}}, \quad (5)$$

Напряжения в месте сопряжения получены из четвертой (энергетической) теории прочности.

Для цилиндра с внешним радиусом $R = 28$ мм и для различных значений напряжения навивки σ , на рис. 3 приведены зависимости расчетного напряжения в цилиндре и в контактном слое от количества витков. Нечетные номера кривых соответствуют напряжению в контактном слое проволоки, вычисленному по (5), а четные номера – напряжению на наружной поверхности цилиндра, определенному согласно (4). Как и следовало ожидать, чем больше напряжение навивки, тем меньше количество витков необходимо для обеспечения равной прочности. Из условия равенства расчетных напряжений в цилиндре $\sigma_{ц}$ и слоях навитой проволоки σ_{np} из рис. 3 можно легко найти необходимое количество слоев навивки.

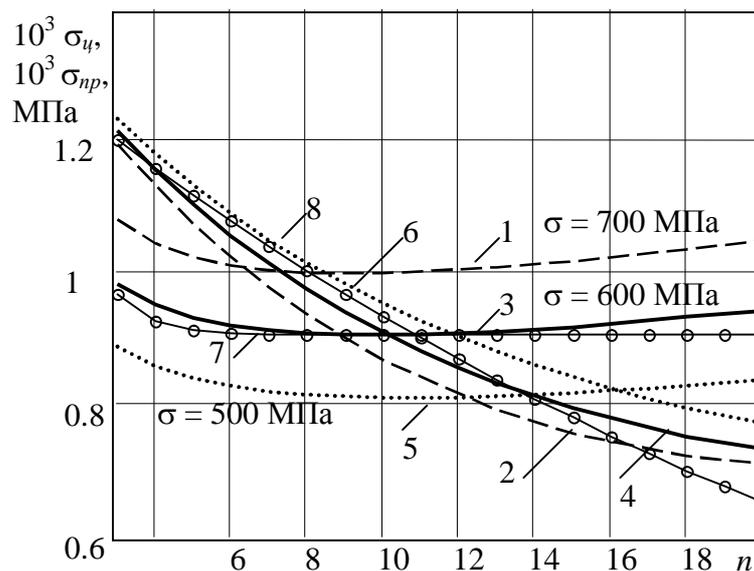


Рис. 3. Зависимость напряжения $\sigma_{ц}$ и σ_{np} от количества витков для различных значений натяжения проволоки

В таблице 1 приведены значения рационального количества витков в зависимости от внешнего радиуса цилиндра и напряжения растянутой при навивке проволоки σ , которые получены из анализа рис. 3.

Таблица 1.

σ , МПа	500		600		700		800	
	n , КОЛ. ВИТ.	$\sigma_{ц}$, МПа	n , КОЛ. ВИТ.	$\sigma_{ц}$, МПа	n , КОЛ. ВИТ.	$\sigma_{ц}$, МПа	n , КОЛ. ВИТ.	$\sigma_{ц}$, МПа
28	16	824	10	909	6	1024	3	1176
27	16	836	10	921	6	1041	3	1205
26	15	869	9	969	6	1061	2	1332
25	15	892	8	1029	5	1148	2	1385

Из таблицы 1 видно, что если напряжения навивки $\sigma = 700 - 800$ МПа, то для упрочнения достаточно 2 – 6 витков, однако напряжения в проволоке при этом близки к критическому значению. Поэтому рекомендуется навивать 8 – 16 витков при напряжении навивки $\sigma = 500 - 600$ МПа в зависимости от внешнего радиуса цилиндра.

Формулами (4) и (5) не очень удобно пользоваться в инженерных расчетах. Проанализировав рис. 3, перепишем эти зависимости в виде

$$\sigma_{np} = A + Be^{-Cn}, \quad \sigma_{ц} = ae^{-bn}, \quad (6)$$

где коэффициенты аппроксимации можно найти, например, используя функцию genfit коммерческого пакета MatCad.

В таблице 2 приведены коэффициенты для $R = 28$ мм и для различных значений напряжения навивки σ . Для случая навивки проволоки с напряжением $\sigma = 600$ МПа результаты вычислений расчетных напряжений по формулам (6) представлены на рис. 3 (кривые 7, 8). Видно, что аппроксимирующие кривые хорошо согласуются с кривыми, построенными на основании уравнений (4) и (5).

Таблица 2.

σ , МПа	A , МПа	B , МПа	C	a , МПа	b
500	815,9	1053	0,963	1339	0,031
600	904,8	1299	1,017	1338	0,036
700	993,1	1555	1,064	1323	0,038
800	1077	1771	1,071	1338	0,036

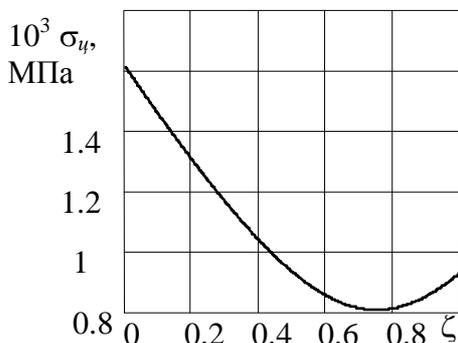


Рис. 4. Зависимость напряжения $\sigma_{ц}$ от отношения давлений ζ

Для того, что бы воспользоваться (6) необходимо знать $\sigma_{ц}$. Для оценки этой величины исследуем зависимость напряжения в цилиндре $\sigma_{ц}$ от отношения наружного давления к внутреннему ζ и построим график (рис. 4) на основании зависимости (4). Из графика видно, что максимальный эффект от внешнего обжатия будет при $\zeta = 0,75$, т.е. при соотношении

$$q = 0,75p \quad (7)$$

Подставляя (7) в (4) найдем напряжения в цилиндре $\sigma_{ц}$, что позволит оценить рациональное

количество витков проволоки, используя уравнение (6)

$$n = \left[-\frac{1}{b} \ln \left(\left(\frac{P}{(1-r^2/R^2)a} \sqrt{3-2\zeta(3-2\zeta)} \right) \right) \right] \quad (8)$$

Отметим, что не всегда при выполнении условия (7) достигается условие равенства напряжений в цилиндре σ_y и слоях навитой проволоки σ_{np} . Однако для приближенной оценки необходимого количества витков формулой (8) удобно пользоваться. Полученное количество витков можно рассматривать как первое приближение, которое потом можно уточнить по точным формулам (4) и (5).

5. Краевые эффекты

Силовые факторы в местах сопряжения навитой части цилиндра с ненавитой частью можно найти из канонических уравнений метода сил:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1P} &= 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2P} &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

смысл которых определяет равенство взаимных линейных (по направлению X_1) и угловых (по направлению X_2) перемещений сечений образующей срединной поверхности цилиндра с навивкой и без нее, рис. 5.

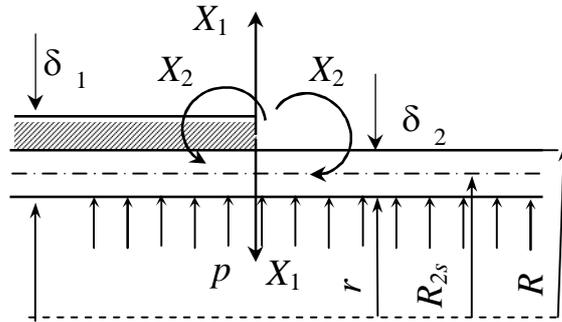


Рис.5. Расчетная схема

В монографии [8] показано, что при отношении радиусов $r/R \geq 0.5$ при вычислении деформаций толстостенных цилиндров можно использовать теорию изгиба замкнутых круговых тонкостенных цилиндрических оболочек.

Введем геометрические характеристики оболочки

$$L_1 = 4\sqrt{\frac{R_{1s}^2 \delta_1^2}{3(1-\mu^2)}}, \quad L_2 = 4\sqrt{\frac{R}{3(1-\mu^2)}}$$

и цилиндрическую жесткость

$$D_1 = \frac{E\delta_1^2}{12(1-\mu^2)}, \quad D_2 = \frac{E\delta_2^2}{12(1-\mu^2)},$$

где индекс «1» относится к цилиндру с навивкой, «2» - без навивки; $R_{1s} = (r + R_w)/2$, $R_{2s} = (r + R)/2$ - средние радиусы; $\delta_1 = R_w - r$, $\delta_2 = R - r$ - толщина.

Первый главный коэффициент δ_{11} можно получить на основании уравнения деформированной образующей срединной поверхности полубесконечной замкнутой круговой цилиндрической оболочки от радиальной полярно симметричной нагрузки $X_1 = P_0 = 1$ [9 - 11] в виде

$$\delta_{11} = \frac{L_1^3}{2D_1} \left(1 + \sqrt{\frac{R_{2m}\delta_1}{R_{1m}\delta_2}} \right)^3 = \frac{L_1^3}{2D_1} K_{11}, \quad (10)$$

Второй главный коэффициент δ_{22} состоит из углового перемещения в цилиндре от $X_2 = M_0 = 1$, и согласно [11], может быть записан к виде

$$\delta_{22} = \frac{L_1}{D_1} \left(1 + \frac{L_2 D_1}{L_1 D_2} \right) = \frac{L_1}{D_1} K_{22}, \quad (11)$$

Побочный коэффициент $\delta_{12} = \delta_{21}$ согласно [11], состоит лишь из угла поворота нормали к образующей цилиндра или равного ему линейного перемещения

$$\delta_{12} = \frac{L_1^2}{2D_1} \left(1 + \frac{L_2^2 D_1}{L_1^2 D_2} \right) = \frac{L_1^2}{2D_1} K_{12}, \quad (12)$$

Грузовой коэффициент $\Delta_{2P} = 0$, а Δ_{1P} состоит из радиального перемещения образующей цилиндра от внутреннего давления p [11]

$$\Delta_{1P} = \frac{pL_1^4}{4D_1}. \quad (13)$$

Решая систему уравнений (9) с учетом коэффициентов (10) – (13) получим момент в виде

$$X_2 = \frac{pL_1^2 K_{12}}{2(2K_{11}K_{22} - K_{12}^2)}.$$

Продольные напряжения в цилиндре от изгиба будут вычисляться по формуле:

$$\sigma_u = X_2 \frac{6}{\delta^2}.$$

Отсюда для рассматриваемого цилиндра получим дополнительное напряжение от изгиба $\sigma_u = 13,5$ МПа. Эта величина на порядок меньше расчетного напряжения, следовательно, влияние краевых эффектов в данной задаче незначительное и при расчете дополнительным напряжением от краевого эффекта можно пренебрегать.

Заключение

В данной работе приведен расчет напряженно-деформируемого состояния корпуса пороховой гидропушки, укрепленного навивкой высокопрочной стальной проволоки. При расчете учитывается давления предварительного обжатия цилиндра высокопрочной проволокой, дополнительного давления вследствие приложенного внутреннего давления и краевые эффекты. Приведены аппроксимирующие уравнения, позволяющие быстро оценить необходимое количество витков навивки. Показано, что максимальный эффект от внешнего обжатия будет, если отношение внешнего давления к внутреннему равно 0,75. Получены значения оптимального количества витков для различных значений напряжения навиваемой проволоки.

В дальнейшей работе планируется учесть реальную геометрию устройства, а также сравнить эффект упрочнения навивкой проволоки с эффектом автофретажа и многослойных цилиндров, изготовленных путем прессовых посадок.

Список литературы: 1. Атанов Г. А. Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. – К: Вища школа, 1987. – 155 с. 2. Atanov, G.A., Interior ballistics of impulsive water jet // Paper C5, Proc. 6th International Symposium on Jet Cutting Technology. BHRA, Cranfield, Bedford, England. – 1982. pp. 141-159. 3. Glenn L. A. The mechanics of the impulsive water cannon // Computers and Fluids. – 1975. V. 3. pp. 197 - 215. 4. Семко А. Н. О влиянии сжимаемости жидкости на параметры гидропушки // Инженерно-физический журнал. 2001. Т. 74. № 1. С. 1 – 5. 5. Семко А. Н. Расчет течения жидкости в гидропушке численным методом в искусственной вязкости. // Прикладная гидромеханика, 2000, Т.2 (74), С: 88 –91. 6. Semko A.N. The powder hydro-cannon. // Proc. of International Summer Scientific Scool “High Speed Hydrodynamics” (HSH 2002).- Cheboksary, Russian/ Washington, USA: Cheboksary, Russian, June 16 – 23, 2002. pp. 419 – 424. 7. Петрова Ю. Н. Циклические напряжения в подкрепленных цилиндрах. // Вибрации в технике и технологиях. 2004. № 2 (34), С: 55 – 59. 8. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. - М.: Машиностроение, 1973. – 453 с. 9. Шевченко Ф.Л. Изгиб балок на упругом основании и полярно симметричных оболочек. – Донецк: Изд ДПИ, 1993. – 47 с. 10. Шевченко Ф.Л.

Задачи по механике упругих деформируемых систем, часть 2. – Киев: ИСНО, 1996. – 206 с. **11.** Шевченко Ф.Л. Механика упругих деформируемых систем, часть 2. Сложное напряженное состояние. – Киев: ИСНО, 1993. – 239 с.

Сдано в редакцию 10.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Шевченко Ф.Л.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ, ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ручко В.Н., Ошовская Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The questions of optimal designing of metallurgical machines (mechanisms) units' elements are surveyed in the article. The special role of bearings at the designing is shown. The mathematical program, which is implementing the automating selection of a bearing from the base, is offered. The selected bearing is satisfying to requirements of minimizations of outside dimensions.

Задача проектирования нового и совершенствования функционирующего металлургического оборудования включает в себя ряд аспектов, затрагивающих технические, технологические и экономические факторы [1]. При решении данной задачи, среди всего перечня факторов, учитываемых на стадиях разработки и проектирования, важен вопрос рационального подбора элементов узла, которые минимизируют его габариты, обеспечивают заданный уровень надежности, и снижают затраты времени на осуществление ремонтных и профилактических работ [2].

Стадии разработки и проектирования оборудования включают в себя ряд последовательных этапов, среди которых особо выделяется этап расчета параметров, и выбор, в соответствии с полученными расчетными значениями, стандартных деталей, являющихся составными элементами узла совершенствуемой машины (механизма) [3].

Особенностью данного этапа проектирования является сложность одновременного учета оптимальной долговечности и геометрических параметров сопрягаемых элементов узла [4]. У каждого элемента проектируемого узла, при расчете на прочность, полученные значения геометрических параметров приводятся к стандартному ряду [5]. Однако, в связи с дальнейшим широким использованием современных зарубежных элементов (подшипников качения, втулок, колец и т.д.), аналогов существующих и применяемых в отечественном металлургическом оборудовании, возникают ситуации, когда достаточно сложно быстро подобрать какой-либо элемент узла, отвечающий рассчитанным оптимальным параметрам машины (механизма). Проводимый, в таких случаях, анализ каталогов занимает значительную часть времени и требует переработки большого объема справочной информации (до нескольких сот элементов).

Среди всего многообразия элементов узлов металлургических машин и оборудования особое место при проектировании уделяется выбору подшипников качения. Эти детали воспринимают основную часть нагрузки, передаваемую вращающимися элементами (валами, осями, роликами), от рабочих органов, выполняющих различные технологические операции [6].

К подшипниковым узлам металлургического оборудования предъявляют особые требования, связанные с назначением отдельных механизмов, условиями их монтажа и эксплуатации. Использование подшипников качения в значительной степени удовлетворяет требованиям взаимозаменяемости и унификации элементов узла: при выходе подшипника качения из строя его легко заменить новым, поскольку габариты и допуски на размеры посадочных мест, строго стандартизированы [7].

Существующие недостатки подшипников качения связаны, прежде всего, с относительно большими радиальными габаритами, определяемыми рассчитанными значениями динамической грузоподъемности C_d , и сложным монтажом [8].

Облегчить задачу поиска требуемого подшипника качения, на основании рассчитанных значений динамической грузоподъемности C_d , и заданных геометрических размеров цапф валов (осей, роликов), можно, основываясь на использовании

автоматизированного поиска, в рамках разработки специальных программ, решающих вопросы оптимального проектирования элементов металлургического оборудования.

В качестве объекта исследования для решения задачи автоматизированного подбора подшипника качения, удовлетворяющего полученным расчетным данным, было выбрано проектируемое устройство для принудительной задачи металла в валки прокатной клетки (задатчик металла) [9]. Ввиду особенностей работы данного устройства, содержащего две пары вертикальных роликов, на их цапфах установлены радиальные сферические двухрядные роликоподшипники [7, 10]. Данный тип подшипников предназначен для работы под радиальными нагрузками, но одновременно может воспринимать и осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях, и не превышающей 25% величины неиспользованной радиальной нагрузки. Особенно важно, для данной конструкции устройства, что такие подшипники могут работать при значительном (порядка 2 - 3?) перекосе оси внутреннего кольца относительно оси наружного кольца [7], так как при взаимодействии вертикальных роликов задатчика с металлом, из-за смещения приложения нагрузки относительно оси симметрии ролика, возникают перекосы верхней опоры ролика, относительно нижней.

Для автоматизированного выбора подшипников вертикальных роликов устройства для задачи металла в валки авторами разработана программа, реализованная в математическом пакете MathCAD PLUS 7.0 PRO [11]. Программа базируется на использовании реляционной базы данных - PODSH, содержащей сведения об отечественных [7] и зарубежных (фирмы SKF) [10] подшипниках качения, организованной в виде квадратной матрицы (рис.1.)

	0	1	2	3	4	5
61	3644	220	460	145	13	1410000
62	3648	240	500	155	13	1680000
63	3652	260	540	165	13	1950000
64	3656	280	580	175	13	2050000
PODSH = 65	3680	400	820	243	12	4320000
66	222121	60	110	28	15	122000
67	222122	60	110	28	15	140000
68	213120	60	130	31	15	161000
69	223121	60	130	46	15	235000
70	223122	60	130	46	15	271000

Рис. 1. Фрагмент базы подшипников качения - PODSH, используемой для автоматизированного их выбора

Структура базы данных PODSH имеет шесть полей (столбцов), в которых содержится информация о наиболее часто используемых в проектных расчетах параметрах подшипников качения, а именно: 1) условное обозначение – *номер*; 2) внутренний диаметр - d (мм); 3) наружный диаметр – D (мм); 4) ширина - B (мм); 5) номинальный угол контакта - α (?); 6) динамическая грузоподъемность C_d (Н).

При формировании базы подшипников PODSH в среде MathCAD, ввиду сложности совместного чтения разработанной программой, цифрового и буквенного обозначения подшипников фирмы SKF (пять цифр и буквенно-цифровое обозначение), была выполнена дополнительная кодировка подшипника, учитывающая эту особенность. В связи с этим, в обозначении данных подшипников в базе PODSH, используется дополнительная цифра (шестая слева), а все предыдущие соответствуют каталогу [10]. Количество записей базы данных PODSH, использованных в программе, равнялось 167-ми строкам.

Типовые расчеты подшипников качения [5], проводимые при проектировании оборудования, заканчиваются определением расчетного значения грузоподъемности C_p , и дальнейшим поиском превышающего его табличного значения динамической грузоподъемности C_d .

В разработанной программе автоматизированного поиска подшипника качения вертикального ролика задатчика, решена задача перебора базы данных, с возможностью учета трех ограничений (условий):

- необходимость сопряжения диаметра цапфы вертикального ролика d_u , являющегося функцией его радиуса $R_{рол}$, при решении задачи оптимизации, с внутренним диаметром подшипника качения - d ;
- необходимость превышения табличного значения динамической грузоподъемности C_d , над расчетным значением грузоподъемности C_p , также являющегося, в рассматриваемой задаче, функцией радиуса вертикального ролика $R_{рол}$;
- необходимость минимизации наружного диаметра подшипника - D_{min} , с целью снижения габаритов проектируемого узла задатчика металла в валки.

Блок – схема, реализующая процедуру отбора подшипников, соответствующих этим условиям, представлена на рис.2 .

В результате использования разработанной программы получен ряд подшипников качения (табл.), которые рекомендуется использовать в проектируемом узле задатчика металла в валки, в зависимости от радиуса вертикального ролика $R_{рол}$.

Таблица 1 - Результаты автоматизированного подбора номера подшипника качения

Оптимизируемый параметр – радиус ролика, $R_{рол}$, (мм)	Выбранный подшипник качения (номер)	Внутренний диаметр подшипник а, d , мм	Наружный диаметр подшипник а, D , мм	Расчетное значение грузоподъемности C_p , Н	Табличное значение динамической грузоподъемности C_d , Н
125	222192 SKF	95	170	$2,91 \cdot 10^5$	$3,34 \cdot 10^5$
135	231220 SKF	110	180	$3,07 \cdot 10^5$	$3,74 \cdot 10^5$
145	231220 SKF	110	180	$3,14 \cdot 10^5$	$3,74 \cdot 10^5$
155	240240 SKF	120	180	$3,27 \cdot 10^5$	$3,74 \cdot 10^5$
165	3526	130	230	$3,40 \cdot 10^5$	$3,41 \cdot 10^5$
175	3528	140	250	$3,55 \cdot 10^5$	$3,95 \cdot 10^5$
185	3528	140	250	$3,66 \cdot 10^5$	$3,95 \cdot 10^5$

Анализ полученных результатов позволяет сделать заключение, что решение задачи оптимального подбора элементов узлов требует расширения номенклатуры используемых подшипников, с использованием, как отечественных, так и зарубежных аналогов. Более наглядно оценить характер изменения параметров выбранного подшипника, как функции оптимизируемого параметра – радиуса ролика задатчика $R_{рол}$, можно на представленных графиках (рис.3.).

Параллельно с выполнением основной задачи - поиска подшипника качения, в наибольшей степени удовлетворяющего заданным ограничениям (условиям), в программе также реализована возможность расчета среднего диаметра D_{sr} анализируемого подшипника, что необходимо для учета потерь на трение роликов по дорожкам колец, при

расчете мощности привода вертикальных роликов задатчика. Это, в свою очередь, позволяет связать задачу оптимального подбора геометрических параметров подшипника, максимизирующей его надежность, с дальнейшей оптимизацией конструкции, минимизирующей энергетические затраты.

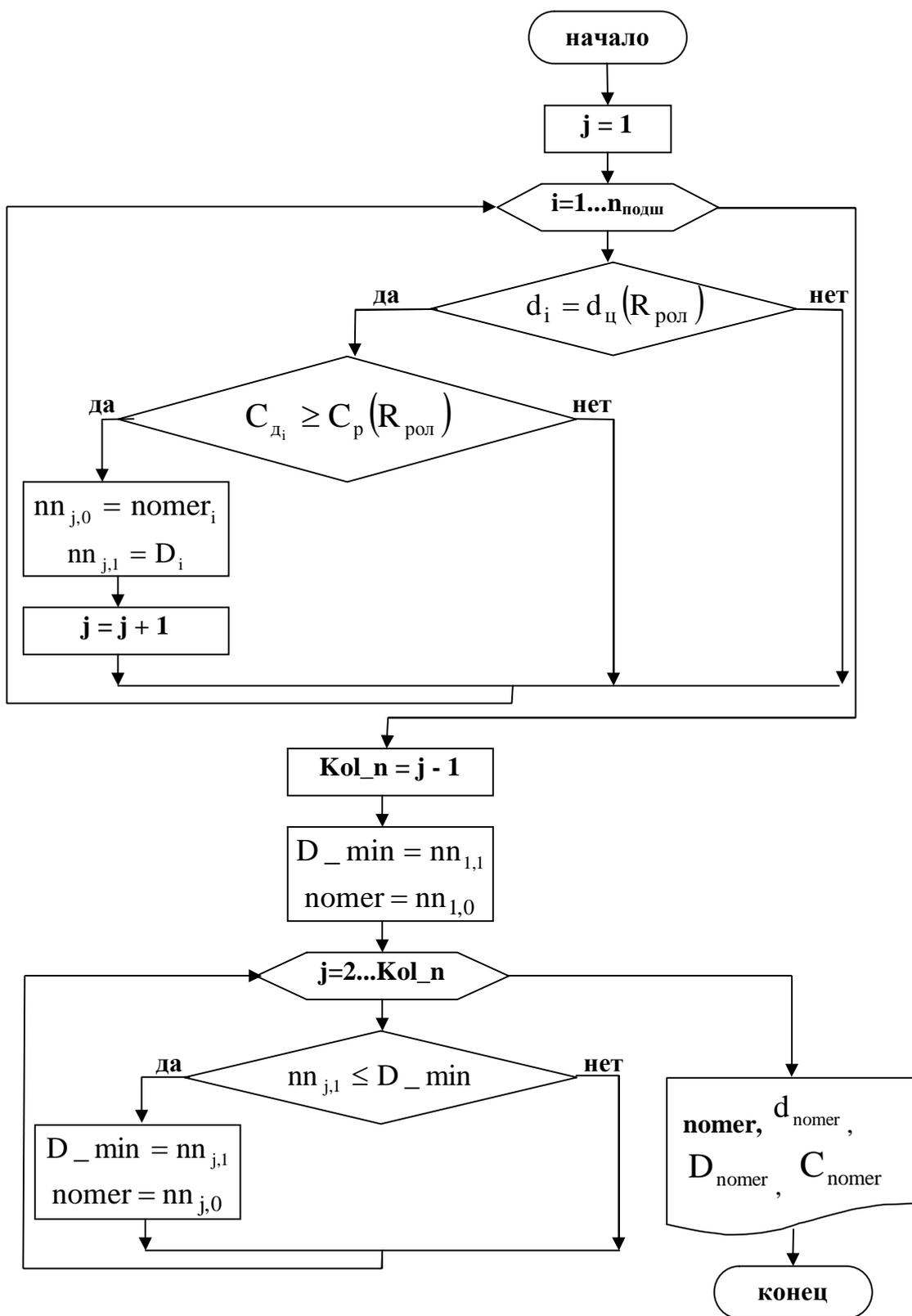


Рис. 2. Блок-схема алгоритма программы, реализующей процедуру автоматического отбора подшипников, соответствующих представленным условиям

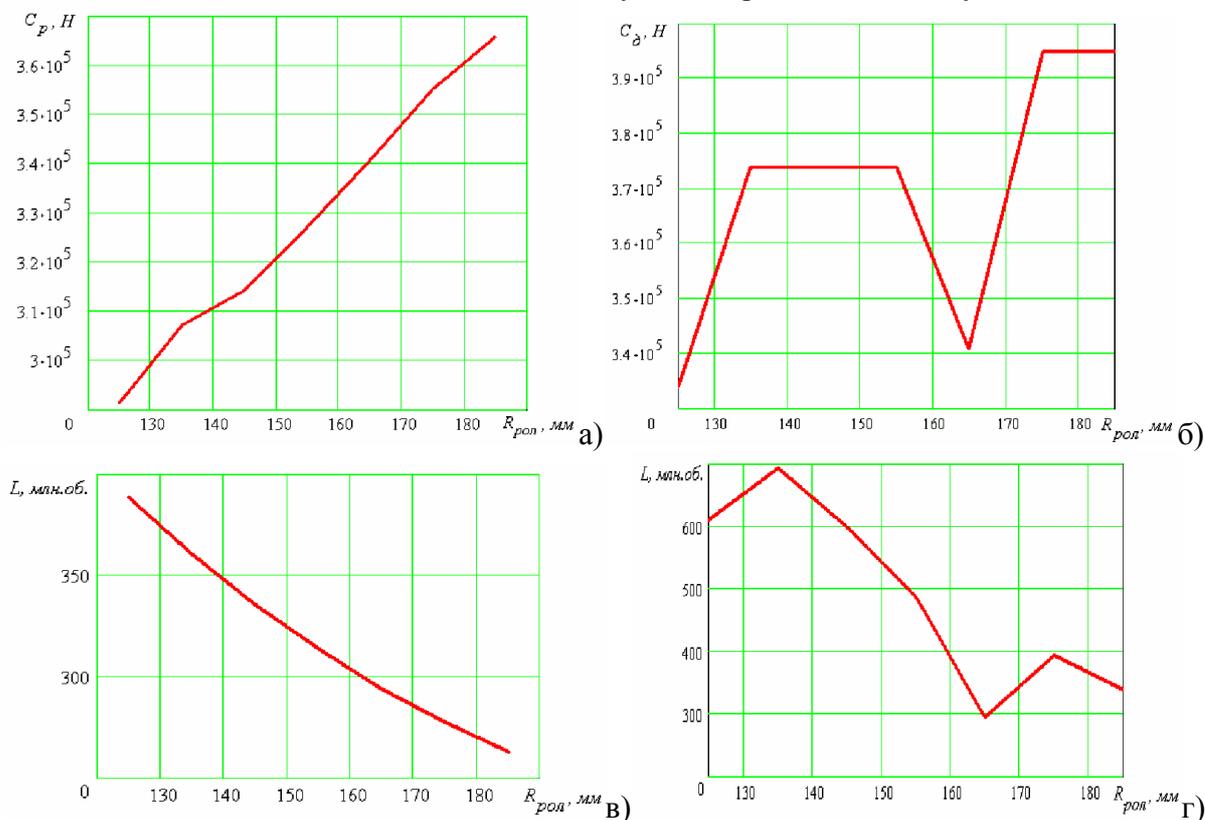


Рис. 3. Оценка значений параметров подшипника качения, в зависимости от оптимизируемого параметра исследуемого оборудования: а) расчетной грузоподъемности; б) табличной динамической грузоподъемности; в) расчетной долговечности; г) долговечности выбранного подшипника.

Выводы.

Среди вопросов, стоящих при проектировании нового или совершенствования функционирующего металлургического оборудования выделяется задача рационального подбора элементов узла машины (механизма), которые минимизируют его габариты, обеспечивая, при этом, заданный уровень надежности машины в целом.

Особое место при проектировании, среди всего многообразия элементов узлов металлургических машин и оборудования уделяется выбору подшипников качения.

Для облегчения решения задачи подбора подшипников качения, для исследуемого узла металлургической машины (механизма), предложена программа, реализующая их автоматизированный выбор из базы данных, включающей информацию, как об отечественных, так и зарубежных подшипниках. Программа позволяет учесть ряд условий: сопряжение диаметра цапфы с внутренним диаметром подшипника качения; превышение табличного значения динамической грузоподъемности, над расчетным значением; минимизация наружных габаритов подшипника.

Список литературы: 1. Решетов Д.Н. Конструирование рациональных механизмов. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с. 2. Большаков В.И. Проблемы металлургического машиноведения в деятельности ИЧМ // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1999. - № 5. - С. 99-101. 3. Савельев А.Н. О методологических основах проектирования надежного технологического оборудования // Известия ВУЗов Черная металлургия. – 1998. № 6. - С. 22-26. 4. Цапко В.К., Гриневич В.И., Махницкий И.Г. Проектирование деталей металлургических машин с заданными характеристиками долговечности // Металлургическая и горнорудная промышленность. -

1997. - № 3. - С. 61-62. **5.** Киркач Н.Ф., Баласаян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с. **6.** Перель Л.Я. Опоры на подшипниках качения в механизмах прокатных станов. М.: Машиностроение, 1972. – 184 с. **7.** Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с. **8.** Седуш В.Я. Надежность ремонт, и монтаж металлургических машин: Учебник. – К.:УМК ВО, 1992. – 368 с. **9.** Ручко В.Н., Руденко В.И. Исследование взаимодействия раската с вертикальными роликами задатчика металла в валки прокатной клетки. "Прогрессивные технологии и системы машиностроения", Донецк, ДонНТУ, 2002г., Вып. № 23. С. 122-126. **10.** SKF. Общий каталог. Венгрия, 2000. – 850 с. **11.** Дьяконов В.П. Справочник по MathCAD PLUS 7.0 PRO. – М.: СК Пресс, 1998. – 352 с.

Сдано в редакцию 19.01.05

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

ФІЗИКО-ХІМІЧНІ АСПЕКТИ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПЛАКУВАННЯ КЕРАМІЧНИХ ПОРОШКІВ

Смирнов І.В., Селіверстов І.А., Копилов В.І.
(НТУУ "КПІ", ХДТУ, м.Київ, м. Херсон, Україна)

This work is dedicated to analysis of aspects, connected with physical and chemical processes which take place on the surface of microparticles of ceramic powder during they are covered utilizing the ion-plasma method. It is fixed, that there may be an essential rise in temperature of a powder in a zone of condensation. Stabilization of temperature was reached by conditions of a spraying on the express equipment.

В даний час досить розроблені і мають широке практичне застосування технології плакування металевих порошків [1]. При цьому, особлива увага приділяється одержанню композиційного порошку, частинки якого уявляють тверде ядро з тугоплавкої кераміки, що плаковане оболонкою металу або сплаву. Найбільш розповсюдженими технологіями плакування металевих порошків є хімічні методи [2]. Дані технології характеризуються великою кількістю і тривалістю підготовчих операцій, що ускладнює процес плакування і робить його мало продуктивним. Визначена складність виникає також при осадженні на керамічні частинки, при коректуванні складу електроліту та його утилізації. У значній мірі уникнути зазначених недоліків вдається з використанням вакуумно - конденсаційних методів. Відомий спосіб термічної металізації порошку у вакуумі, який знаходиться в стані уповільненого падіння або на поверхні з заданою температурою [3]. Більш продуктивним є метод вакуумно - дугового плакування порошку в процесі його перемішування за допомогою вібрації [4]. Однак вібрація може привести і до зворотного ефекту (ущільненню порошку), особливо якщо використовується велика насипна маса дрібнодисперсної фракції. Досить складним при цьому є оцінка температури частинок порошку в процесі плакування, яка буде залежати як від методу металізації, способу перемішування, так і від маси порошку, його дисперсності, а також комплексу фізико-хімічних властивостей самих частинок.

Мета роботи полягала в аналізі аспектів, пов'язаних з фізико-хімічними процесами, що протікають на поверхні мікрочастинок (1...100 мкм) порошкового матеріалу в умовах іонно - плазмового напилювання, для подальшого удосконалення технології плакування керамічних порошків.

Експерименти проводилися на установці іонно - плазмового напилювання АНГА-1 у якій перемішування порошку реалізовувалося в спеціальному барабані з похилою віссю обертання. Привід барабана дозволяє плавно змінювати частоту і напрямок обертання по заданому циклу з максимальним завантаженням порошку 10 кг. Плакуванню піддавався порошок Al_2O_3 та TiO_2 різною фракцією, а в якості металів катодів, що розпилюються, використовувалися Ті та А1.

Визначені труднощі при металізації порошків, особливо керамічних, викликає активація поверхні частинок. Через низьку теплопровідність керамічних порошків, активація їх у вакуумі нагріванням є досить тривалим процесом. У цьому зв'язку обробку порошку проводили тліючим розрядом у середовищі Ar , щільністю струму 3...5 мА/см².

Час активації визначався кількістю порошку і складав 15 хв для 1 кг порошку Al_2O_3 фракцією 30...40 мкм і 20 хв для 0,5 кг порошку TiO_2 фракцією 5...10 мкм.

Спосіб іонно - плазмового плакування має свої особливості, що суттєво відрізняє його від інших вакуумно-конденсаційних методів. Насамперед, необхідно відзначити, що потік частинок матеріалу з яких формується покриття, може знаходитися в трьох станах –

іонному, атомарному (молекулярному), у виді краплинної фази. Дані стани визначають механізм процесу синтезу покриття і залежать від температури процесу, фізико-хімічних властивостей робочого газу та матеріалів, що розпилюються. Таким чином, різні умови формування покриття в початковій і наступній стадіях приводить до формування складної структури поверхневих шарів нової сформованої системи.

Об'єктом нанесення тонких плівок є мікрочастинки порошку, для яких також характерна розвинута поверхня з відповідною електронною підсистемою, відмінною поверхневою енергією, що обумовлює якісну зміну структури поверхневих шарів. При формуванні такої системи мікрочастинка – ультрадисперсна фаза виявляються всі особливості поверхневих станів, які обумовлені малістю розмірів, що приводить до аномальних властивостей системи у цілому [5,6]. При цьому, можлива зміна температур плавлення та поліморфних перетворень, поява і стабілізація нових фаз, яких немає в масивних зразках, а, якщо вони існують, то в інших умовах.

Складним і найбільш важливим є питання оцінки температури поверхні частинок порошку в процесі плакування, яка буде залежати від режимів металізації, способу перемішування, маси порошку, ступеня дисперсності і комплексу фізико-хімічних властивостей частинок. Крім того, термічна активація, характер і спрямованість фізико-хімічних процесів на границі розподілу твердої і рідкої фаз (адгезійна взаємодія, змочування, розтікання та інш.) визначаються значною мірою величинами відповідних поверхневих енергій взаємодіючих фаз.

У загальному випадку при термодинамічному розгляді можна виділити ряд факторів, що роблять вирішальний вплив на фазові стани високодисперсних систем. Одним з таких факторів є вільна енергія системи. Для високодисперсних систем вільна енергія в загальному вигляді може бути представлена як [7]:

$$F = \Delta F_V + \Delta F_n + \Delta F_\delta + \Delta F_{np} + \Delta F_{эм}, \quad (1)$$

де ΔF_V і ΔF_n — об'ємна і поверхнева складові вільної енергії відповідно; ΔF_δ враховує внесок різного типу дефектів (вакансії, дислокації, дефекти упакування, мікрODEформації та ін.), ΔF_{np} — вплив домішок, що утримуються у високодисперсних об'єктах, $\Delta F_{эм}$ — враховує наявність електричних зарядів і магнітних полів в системі.

Використовуючи такий термодинамічний підхід, в основі якого лежать положення про зростаючу роль поверхневої енергії зі зменшенням характерних розмірів нанооб'єктів, отримане вираження для відносної зміни температури фазового перетворення в зразках малих розмірів у вигляді:

$$\frac{\Delta T}{T_s} = \frac{\Delta \Omega}{\lambda} \cdot \frac{S}{V} = \frac{\Delta \Omega}{\lambda} \cdot \frac{k}{d}, \quad (2)$$

де $\Delta \Omega = \sigma_s - \sigma_l$ - зміна питомої поверхневої енергії при контакті із середовищем при фазовому перетворенні малого об'єкта з характерним розміром d (σ_s і σ_l - питомі поверхневі енергії твердої і рідкої фаз відповідно); λ — теплота переходу; T_0 — температура фазового переходу в масивному зразку; $\Delta T = T_0 - T_s$, де T_s — температура фазового переходу в зразках малих розмірів; k — коефіцієнт форми, рівний 6, 4 і 2 для частинки, тонкої нитки або плівки відповідно. У залежності від характеру і ступеня змочування при взаємодії двох тіл температура фазового перетворення може або знижуватися або підвищуватися в залежності від знака $\Delta \Omega$ [7].

З аналізу різних факторів впливу з використанням рішень (1,2), впливає необхідність більш ретельного вивчення температури в міжфазній зоні, у зоні контакту мікро - і ультрадисперсних частинок, як одного з найбільш суттєвих параметрів, що визначають структуру і властивості металевих плівок, конденсованих з молекулярного пучка.

Практика показує, що при нанесенні покриття у вакуумі методом дугового розпилення відбувається суттєвий зростаючий розігрів у зоні дії парів, що може викликати небажані зміни в структурі та складі матеріалу. При цьому спостерігається зміна температури в широких межах, що залежить від конструктивних елементів і режимів роботи вакуумної установки.

Можна розрахувати температуру в зоні конденсації за рахунок передачі тепла шляхом теплопровідності T_0 , а також підвищення цієї контактної температури з якої пов'язана робота адгезії покриття до основи (поверхня порошків), за рахунок додаткових факторів, що активують.

Підвищення контактної температури, обумовлено насамперед виносом додаткової енергії в зону контакту наступними шляхами. *По-перше*, за рахунок зменшення поверхневих енергій взаємодіючих фаз σ_s (матеріалів покриття і основи). Результатом змочування і виникнення хімічних зв'язків двох контактуючих поверхонь є анігіляція поверхневих енергій обох тіл. Енергія, що звільнилася, приводить до збільшення контактної температури. *По-друге*, за рахунок виходу на поверхню дислокацій ΔT_d . *У третій*, за рахунок виходу в зону контакту вакансій ΔT_B [8]. Загальне вираження для контактної температури в спрощеному вигляді має наступний вид:

$$T_K = T_0 + \Delta T_B + \Delta T_d = \frac{T_1 v + T_2}{v + 1} + \frac{\sigma_{1s} k_1}{\rho_1 c_1 (v + 1)} + \frac{\sigma_{2s} k_2}{\rho_2 c_2 (v + 1)} + \left[\frac{1,8 G_2 b^3}{4 \pi R^3} \cdot \frac{1}{\rho_2 c_2 (v + 1)} \right] + \left(\frac{0,1 G_2}{\rho_2 c_2} \cdot \frac{1}{v + 1} \right) \quad (3)$$

В рівнянні 3 $v = (\rho c w)_1 / (\rho c w)_2$, $w = \sqrt{a / \tau}$, де a, ρ, c, τ - температуропровідність, щільність, питома теплоємність, час теплової релаксації відповідно; σ, k, G, b - поверхнева енергія, коефіцієнт зосередженості джерела тепла, модуль зрушення, вектор Бюргерса відповідно; $R = (2...3) b$; індекси «1» і «2» відносяться відповідно до частинки, що напильюється та основної частинки.

З розрахунків випливає, що підвищення температури внаслідок додаткового виділення енергії можливо при відповідних параметрах осадження, а також при досягненні визначеного рівня адгезії і сполучення теплофізичних властивостей взаємодіючих фаз. Так, при осадженні Al і Ti миттєва контактна температура, відповідно до розрахунків, досягала 2000 К и 3600 К відповідно. Час існування такої температури невеликий ($10^{-7} \dots 10^{-9}$ с), тому можна говорити про температурний спалах, але протягом цього процесу у виді високошвидкісного охолодження для ряду матеріалів можливе утворення аморфних, а також інших складних фаз з наноструктурою.

Установлено, що існує ряд характерних критичних температур, при яких відбувається зміна кінетики конденсації плівок. Серед них найважливішими є критична температура конденсації T_K , вище якої конденсація з молекулярного пучка не відбувається, і температура зміни механізмів конденсації T_θ , котра характеризує перехід від конденсації за механізмом пара-кристал до механізму пара-рідина (за умови $T_\theta \leq T \leq T_K$) [9].

У загальному виді можна затверджувати, що фізична природа граничної температури T_θ , а отже і механізм конденсації, що обумовлює структуроутворення плівок, залежать від поверхневих енергій взаємодіючих компонентів, товщини конденсатів (розміру острівців), тиску залишкових газів і швидкості конденсації, температури та матеріалу основи. Якщо режим роботи установки задати таким, щоб потік частинок, при іонно - плазмовому розпиленні складався в основному з нейтральних атомів з кінетичною енергією на два порядки нижче енергії іонів плазми дугового розряду, тоді спосіб

осадження буде характеризуватися більш низьким потоком енергії в зону конденсації і, відповідно, більш низькою температурою конденсації на поверхні основи.

Виходячи з відомих представлень можна сформулювати деякі закономірності про ріст островкових плівок і існування граничної температури T_0 . Початкові стадії росту таких плівок характеризуються конденсацією за механізмом пара - рідина. Надалі ріст буде визначатися температурою і матеріалом частинок порошку. При конденсації на порошок з великим градієнтом температур зміна механізмів конденсації здійснюється при температурі T_0 , що відповідає переохолодженню $\Delta T = T_s - T_0$ [6].

Стабілізувати температуру порошку в процесі напилювання в значній мірі досягалось регулюванням залишкового тиску аргону в камері, швидкістю обертання завантажувального барабана і режимами напилювання. Дослідженнями було встановлено оптимальний режим: залишковий тиск аргону $3 \cdot 10^{-2} \dots 5 \cdot 10^{-3}$ Па, струм дуги 90 А для титану і 50 А – для алюмінію, додатковий потенціал на барабані 200...250 В, швидкість обертання барабана 30 хв^{-1} .

При цьому одержували два типи композиційного матеріалу у залежності від дисперсності частинок порошку. Перший тип мав покриття у виді крапель, другий - у виді острівців, таким чином при островковому покритті конденсація протікала за схемою пара - кристал, а при краплинному покритті за схемою пара - рідина,

Критерієм оцінки якості напилювання служив зміст частинок цілком покритих оболонкою (рис. 1). Тривалість процесу напилювання складала для порошку Al_2O_3 при плакуванні алюмінієм 10 хв, при плакуванні титаном 15 хв. При плакуванні порошку TiO_2 більш дрібної фракції тривалість збільшувалася до 20 і 25 хв відповідно при розпиленні катода з алюмінію та титану .

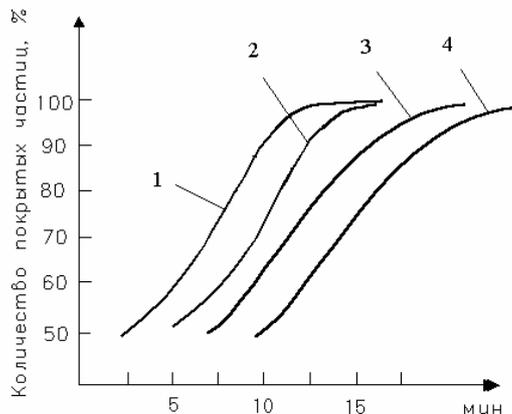


Рис. 1. Залежність кількості покритих частинок Al_2O_3 (1,2) і TiO_2 (3,4) від часу напилювання; 1,3–плакування алюмінієм; 2,4–плакування титаном

Висновки:

1. Установлено, що при іонно - плазмовому плакуванні керамічних порошків можливо суттєве зростання температури в зоні конденсації за рахунок анігіляції поверхневих енергій, виносу енергії в зону контакту дислокаціями та вакансіями, що приводить до зміни механізму коденсації і властивостей системи в цілому.

2. Стабілізація температури в значній мірі досягається режимами напилювання та інтенсивністю перемішування порошку, у цьому зв'язку був розроблений оптимальний режим плакування для даної установки і керамічних матеріалів, що досліджувались.

Список літератури: 1. Борисов Ю.С., Харламов Ю.А. и др. Газотермические покрытия из порошковых материалов. Справочник, - К.: Наукова думка, 1987.-544 с. 2. В.В. Ващенко, О.Н. Голубев, С.П. Светухин, А.Г. Цидулко. Плакирование порошковых тугоплавких соединений методом химического осаждения. В кн.: Температуроустойчивые

функциональные покрытия. – Тула, 1985, с. 131-134. **3.** И.В. Фришберг, В.П. Пастухов, Н.Л. Баранова. Покрытия, нанесенные на порошки графита при термической металлизации. – Порошковая металлургия, 1981, №6, с. 1-5. **4.** Новиков Н.Н. Особенности поведения дисперсных материалов при их металлизации в вакууме. // Рук. деп. Укр. НИИНТИ от 12. 09. 87. – 20 с. **5.** Морохов И.Д., Трусов Л.И., Чижик С. П. Ультрадисперсные металлические среды. - М.: Атомиздат, 1977. - 264 с. **6.** Нанокристаллические материалы. Тр. Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАНУ.- Киев, 2002.- 160 с. **7.** Морохов И.Д., Чижик С.П., Гладких Н.Т., Григорьева Л.К. Фазовый размерный эффект в высокодисперсных системах // ДАН СССР, 1978, т.243, № 4.- С. 917-920. **8.** Иванов Е.М., Копылов В.И. Влияние физических свойств частиц и матрицы на адгезию при газотермическом напылении // ФХММ.- 1990.- №3.- С.83-90. **9.** Гладких И.Т., Чижик С.П., Ларин С.П. Переохлаждение при кристаллизации островковых пленок // Металлы, 1982, № 5.- С.196-212.

Сдано в редакцию 20.02.05

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

ПРОЧНОСТНОСТЬ РАСЧЁТ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The flat problem(task) of the theory of elasticity is solved is intense - the deformed condition of a teeth of a circular structure.

Введение. Прогресс техники и технологии способствует формированию всё более жёстких условий к качественным параметрам приводных устройств во всех отраслях современного промышленного производства. Внешние силовые факторы концентрируются на механическом приводе, реализующем технологические нагрузки рабочих органов машины. Ядро приводной техники составляют передачи зацеплением, освоенное промышленностью разнообразие видов адаптирует их к различным условиям эксплуатации. Мировой объём потребления передач каждые 5 – 6 лет удваивается [1, 2]. Со стороны потребителей возрастают претензии в отношении надёжности приводной техники, вибраций и шумности, КПД. Сохраняется тенденция к увеличению нагрузки, ресурса, снижению массы, габаритов.

Передачи с промежуточными телами качения отвечают актуальным требованиям развития приводной техники: обладают малыми габаритами и массой, высоким КПД, благодаря многопоточности зацепления - повышенной нагрузочной способностью, выпукло – вогнутый контакт упругих роликов и зубьев близкой кривизны оптимизирует условия смазки, минимизирует контактные нагрузки и износ сопряжённых поверхностей, гасит шум и вибрацию [3].

Целью данной работы является разработка расчётной модели с аппроксимацией зуба биполярными координатами; разработка дискретного метода решения уравнений упругости и выполнение практического решения граничной задачи прочностного расчёта зуба.

Содержание работы. Выделим из массива зуб цилиндрической поверхностью большого радиуса R' (рис. 1). Сечение зуба ограничим контуром, образованным дугами окружностей боковых поверхностей с радиусами r_1 для сателлита и r_2 для колеса, радиусами R_1 и R_2

очерчивающими окружности вершин зубьев сателлита и колеса. Зададим радиусы R_1^* , R_2^* центров образующих окружностей и число зубьев z_1 , z_2 сателлита и колеса. Определим угловые шаги сателлита λ_1 и колеса λ_2 . Радиусы окружностей R' , выделяющие зубья из массива, получаются построением. Взаимодействие зуба с массивом рассматриваем как заделку. Участок зуба загружен нормальной контактной нагрузкой. Граничную задачу о прочности зуба решаем в биполярных координатах. Возможен выбор системы координат, для которой окружности радиусов r_1 или r_2 образующие профиль зубьев и R' вырезающие зуб из массива, будут координатными линиями, а окружности выступов с радиусами R_1 или R_2 будут заменены близкими к ним координатными линиями (рис. 2). На оси абсцисс координатной плоскости XOY симметрично относительно начала координат расположим полюсы O' и O'' . Расстояние между полюсами примем равным $2a$.

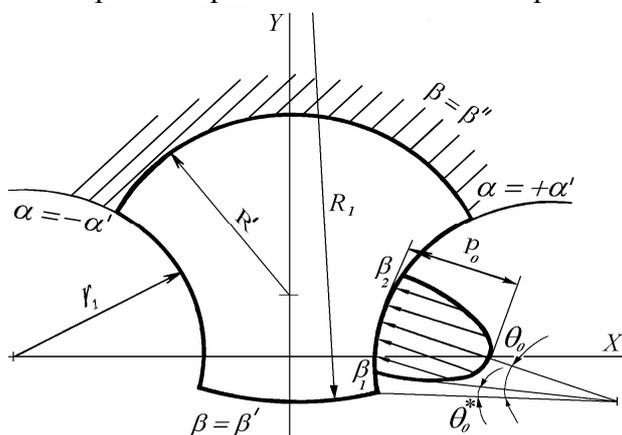


Рис.1. Расчётная схема нагруженного зуба

Из полюсов в точку плоскости XOY проведем радиусы ρ_1 и ρ_2 . Задание абсолютных величин ρ_1 и ρ_2 не определяет однозначно положение точки M на плоскости: для заданных ρ_1 и ρ_2 получаются

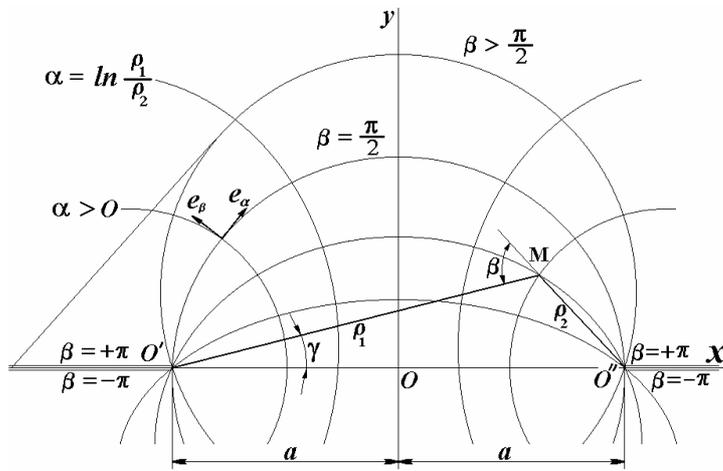


Рис. 2 Координатные линии биполярной системы координат

значения углов β , нижней – отрицательные. Однозначность нарушается на оси абсцисс при $|X| \geq a$. Вдоль линий $Y=0$ при $X \leq -a$ и $X \geq a$ следует сделать разрезы. Верхним берегам разрезов соответствуют значения $\beta = \pi$, нижним $\beta = -\pi$. Установим связь декартовых координат

с биполярными. Выразим радиусы ρ_1 и ρ_2 через α и β , учитывая $\rho_1 = \rho_2 \cdot e^\alpha$

$$\rho_1 = \frac{2ae^\alpha}{\sqrt{(e^{2\alpha} + 1) + 2e^\alpha \cos \beta}}, \quad \rho_2 = \frac{2a}{\sqrt{(e^{2\alpha} + 1) + 2e^\alpha \cos \beta}}. \quad (1)$$

Установим зависимость между декартовыми и биполярными координатами

$$X = \frac{a \cdot \text{Sh } \alpha}{\text{Ch } \alpha + \cos \beta}, \quad Y = \frac{a \cdot \sin \beta}{\text{Ch } \alpha + \cos \beta}. \quad (2)$$

Формулы (2) определяют уравнения координатных линий в параметрической форме, если в них поочередно полагать $\alpha = \text{const}$, $\beta = \text{const}$. Найдем уравнения координатных линий в явной форме

$$\left(X - a \frac{\text{Ch } \alpha}{\text{Sh } \alpha} \right)^2 + Y^2 = \frac{a^2}{\text{Sh}^2 \alpha}, \quad X^2 + (Y + a \cdot \text{ctg } \beta)^2 = \frac{a^2}{\sin^2 \beta}. \quad (3)$$

Из 1^{го} уравнения (3): центры окружностей $\alpha = \text{const}$ расположены на оси X , имеют координаты

$\left(a \cdot \frac{\text{Ch } \alpha}{\text{Sh } \alpha}; 0 \right)$ и радиусы $R_\alpha = \frac{a}{\text{Sh } \alpha}$. Из 2^{го} уравнения (3): координатные линии $\beta = \text{const}$ –

$$R_\beta = \frac{a}{\sin \beta}.$$

окружности с центрами на оси Y , имеют координаты $(0; -a \text{Ctg } \beta)$ и радиусы

Координатные линии проходят через полюсы биполярной системы координат. Определим угловые коэффициенты касательных K_α и K_β к линиям $\alpha = \text{const}$ и $\beta = \text{const}$

$$K_\alpha = \frac{Y'_\beta}{X'_\beta} = \frac{(1 + \text{Ch } \alpha \cdot \cos \beta)}{\text{Sh } \alpha \cdot \sin \beta}, \quad K_\beta = \frac{Y'_\alpha}{X'_\alpha} = -\frac{\sin \beta \cdot \text{Sh } a}{(1 + \text{Ch } \alpha \cdot \cos \alpha)}. \quad (5)$$

Из формул (5) следует условие ортогональности координатных линий: $K_\alpha \cdot K_\beta = 1$.

Вдоль касательных к координатным линиям $\alpha = \text{const}$ и $\beta = \text{const}$ направим орты \vec{e}_α и \vec{e}_β , найдем частные производные и определим коэффициенты Ляме:

две точки симметрично относительно оси абсцисс. Неоднозначность устраним введя биполярные координаты α и β . За

координату α примем $\alpha = \ln \frac{\rho_1}{\rho_2}$. Правой полуплоскости XOY соответствуют положительные значения α , левой – отрицательные. За координату β примем внешний угол треугольника $O'O'M$, отсчитанный от продолжения радиуса r_2 до r_1 , так чтобы $|\beta| < 180^\circ$. Положительный угол отсчитывается против стрелки часов, отрицательный по часовой. Верхней полуплоскости соответствуют положительные значения

$$\frac{\partial \bar{e}_\alpha}{\partial \alpha} = -\frac{H}{R_\beta} \cdot \bar{e}_\beta; \quad \frac{\partial \bar{e}_\beta}{\partial \alpha} = \frac{H}{R_\beta} \cdot \bar{e}_\alpha; \quad \frac{\partial \bar{e}_\alpha}{\partial \beta} = -\frac{H}{R_\alpha} \bar{e}_\beta; \quad \frac{\partial \bar{e}_\beta}{\partial \beta} = \frac{H}{R_\alpha} \bar{e}_\alpha. \quad (6)$$

$$H_\alpha = H_\beta = H = \frac{a}{Ch \alpha + \cos \beta}. \quad (7)$$

Рассмотрим построение аппроксимирующего профиля для зуба сателлита (рис. 3).

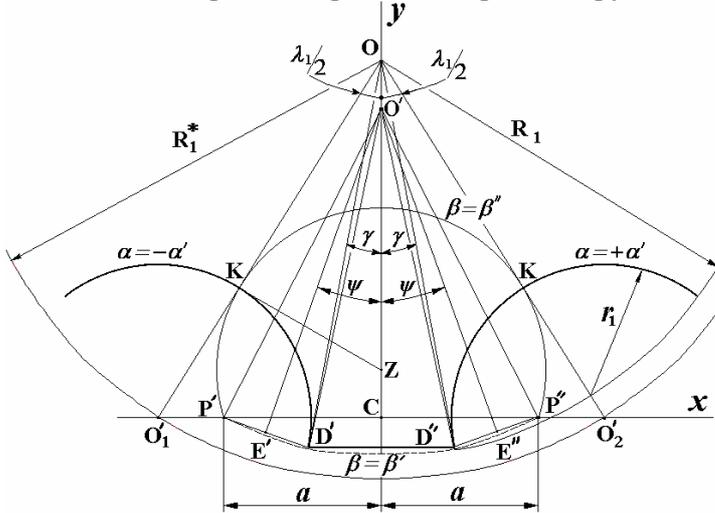


Рис. 3 Аппроксимация профиля зуба сателлита

Из центра сателлита O проводим окружности радиусами R_1 , R_1^* и вертикальную ось симметрии, по обе стороны которой под углами $\lambda_1/2$ проводим лучи. В точках O_1' , O_2'' пересечения этих лучей с окружностью радиуса R_1^* на оси X получим центры O_1' и O_2'' образующих окружностей зубьев сателлита радиуса r_1 , которые принимаем за координатные линии $\alpha = -\alpha'$ и $\alpha =$

$+\alpha'$.

Из точки K пересечения луча, проведенного под углом $\lambda_1/2$ из центра O с образующей зуба сателлита проведем касательную до пересечения с осью Y в точке Z . Радиусом KZ проводим в массиве дугу окружности. Находим на оси X точки P' и P'' и принимаем за полюсы. Дуга окружности радиуса $KZ = R'$ будет являться координатной линией $\beta = \beta''$. Определим половину межполюсного расстояния $P'C = a$ и параметр β''

$$a = \sqrt{R_1^{*2} \sin^2 \lambda_1/2 - r_1^2}. \quad (8)$$

$$\beta'' = \arcsin\left(\frac{a}{KZ}\right) = \arcsin\left(\frac{\sqrt{R_1^{*2} \cdot \sin^2 \lambda_1/2 - r_1^2}}{(R_1^* - r_1) \operatorname{tg} \lambda_1/2}\right). \quad (9)$$

Угол β'' следует выбирать больше 90° . Для получения координатной линии $\beta = \beta'$, проводим окружность выступов радиусом R_1 . В пересечении с окружностями радиусов r_1 получим точки D' , D'' соответствующие кромкам зуба. Найдем центр окружности координатной линии $\beta = \beta'$. Отрезок $P'D'$ делим пополам и к середине отрезка восстанавливаем перпендикуляр. Точка O' пересечения перпендикуляра с осью Y является

центром окружности – координатной линии $\beta = \beta'$. Радиусом $R'_\beta = O'P'$ проводим окружность β' , с некоторой погрешностью аппроксимирующую линию выступов.

Определим параметр β' , для чего вычислим углы γ , ψ и радиус R'_β

$$\cos(\lambda_1/2 - \gamma) = \frac{R_1^2 - r_1^2 + R_1^{*2}}{2R_1R_1^*}. \quad (10)$$

$$\sin \psi = \frac{R_1 \cdot \cos \gamma - R_1^* \cos \lambda_1 / 2}{\sqrt{(R_1 \cos \gamma - R_1^* \cos \lambda_1 / 2) + (a - R_1 \cdot \sin \gamma)^2}}, \quad (11)$$

$$R_{\beta'} = \frac{1}{2 \sin \psi} \sqrt{(R_1 \sin \gamma + a)^2 + (R_1 \cos \gamma - R_1^* \cos \lambda_1 / 2)^2}. \quad (12)$$

$$\beta' = \arcsin \left(\frac{a}{R_{\beta'}} \right). \quad (13)$$

Пользуясь определением функции $Sh \alpha' = \frac{a}{R_{\alpha}}$ и значением $r_{\alpha} = r_1$, получим

$$\alpha' = \ln \left(\frac{R_1^*}{r_1} \sin \lambda_1 / 2 + \sqrt{\frac{R_1^{*2}}{r_1^2} \sin^2 \lambda_1 / 2 - 1} \right). \quad (14)$$

Параметры профиля зуба центрального колеса (рис. 4) определяются аналогично предыдущему. Уравнение координат

ной линии $\beta = \beta''$:

$$X^2 + (Y - CZ)^2 = (KZ)^2.$$

Определяем половину межполюсного расстояния a' , параметры β'' и α'

$$a' = \sqrt{R_2^{*2} \sin^2 \lambda_2 / 2 - r_2^2},$$

$$\beta'' = \arcsin \left[\frac{\sqrt{R_2^{*2} \sin^2 \lambda_2 / 2 - r_2^2}}{(R_2^{*2} + r_2) \operatorname{tg} \lambda_2 / 2} \right],$$

$$\alpha' = \ln \left[\frac{R_2^*}{r_2} \sin \frac{\lambda_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{R_2^*}{r_2} \sin \frac{\lambda_2}{2} \right)^2 - 1} \right]$$

$$\begin{aligned} \sin \psi' = & \left(-R_2^* \cos \lambda_2 / 2 + R_2 \cos \gamma \right) \times \\ & \times \left[\left(R_2^* \cos \lambda_2 / 2 - R_2 \cos \gamma \right)^2 + \right. \\ & \left. + (R_2 \sin \gamma + a)^2 \right]^{-0,5}, \end{aligned}$$

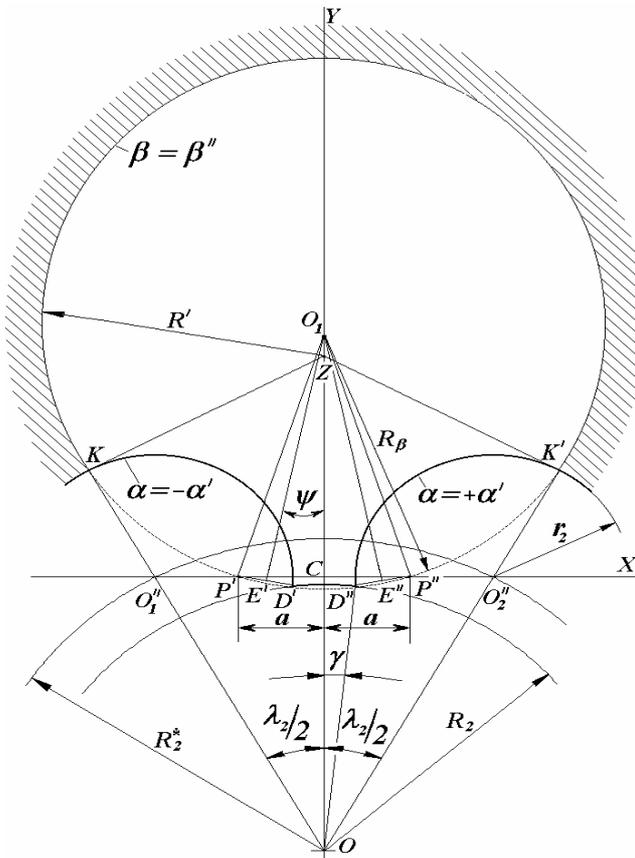


Рис. 4 Аппроксимация профиля зуба колеса

$$R_{\beta'} = \frac{\sqrt{(R_2 \sin \gamma + a')^2 + \left(R_2^* \cos \lambda_2 / 2 - R_2 \cos \gamma \right)^2 + (a - R_2 \sin \gamma)^2 \cdot \sin^2 \psi'}}{2 \sin \psi'}$$

Уравнения равновесия выделенного элемента зуба в тензорной форме

$$\nabla T = \frac{1}{H} \left(\bar{e}_\alpha \frac{\partial}{\partial \alpha} + \bar{e}_\beta \frac{\partial}{\partial \beta} \right) \left[\bar{e}_\alpha \cdot \bar{e}_\alpha \cdot \sigma_\alpha + (\bar{e}_\alpha \cdot \bar{e}_\beta + \bar{e}_\beta \cdot \bar{e}_\alpha) \tau_{\alpha\beta} + \bar{e}_\beta \cdot \bar{e}_\beta \cdot \sigma_\beta \right] = 0, \quad (15)$$

где ∇ - оператор Гамильтона; T - тензор напряжений; $\sigma_\alpha, \sigma_\beta$ - напряжения нормальные к координатным линиям $\alpha = const, \beta = const$; $\tau_{\alpha\beta}$ - касательные напряжения на гранях элемента, выделенного координатными линиями: $\alpha, \beta, \alpha + d\alpha, \beta + d\beta$.

В силу ортогональности $\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\beta$ и (6) получим уравнения равновесия в напряжениях

$$\frac{\partial \sigma_\alpha}{\partial \alpha} + \frac{\partial \tau_{\alpha\beta}}{\partial \beta} + \frac{H}{R_\alpha} (\sigma_\beta - \sigma_\alpha) + \frac{2H}{R_\beta} \tau_{\alpha\beta} = 0, \quad \frac{\partial \tau_{\alpha\beta}}{\partial \alpha} + \frac{\partial \sigma_\beta}{\partial \beta} + \frac{H}{R_\beta} (\sigma_\beta - \sigma_\alpha) - \frac{2H}{R_\alpha} \tau_{\alpha\beta} = 0. \quad (16)$$

Определим тензор деформации E^*

$$E^* = \frac{1}{2} (\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})') = \left(\frac{1}{H} \frac{\partial U}{\partial \alpha} + \frac{V}{R_\beta} \right) \bar{e}_\alpha \bar{e}_\alpha + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{H} \left(\frac{\partial U}{\partial \beta} - \frac{\partial V}{\partial \alpha} \right) + \left(\frac{V}{R_\alpha} - \frac{U}{R_\beta} \right) \right) \bar{e}_\alpha \bar{e}_\beta + \\ + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{H} \left(\frac{\partial U}{\partial \beta} + \frac{\partial V}{\partial \alpha} \right) + \left(\frac{V}{R_\alpha} - \frac{U}{R_\beta} \right) \right) \bar{e}_\beta \bar{e}_\alpha + \left(\frac{1}{H} \frac{\partial V}{\partial \beta} - \frac{U}{R_\alpha} \right) \bar{e}_\beta \bar{e}_\beta, \quad (17)$$

где $\bar{U} = \bar{e}_\alpha U + \bar{e}_\beta V$ - вектор смещения; $(\nabla \bar{U})'$ - транспонирование $\nabla \bar{U}$.

Компоненты тензора напряжений для плоско - деформированного состояния выразим через компоненты тензора деформаций с помощью обобщенного закона Гука :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\alpha &= \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)\alpha} \left[(Ch \alpha + \cos \beta) \left(\frac{\partial U}{\partial \alpha} + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{\partial V}{\partial \beta} \right) + V \sin \beta - \frac{\nu}{1-\nu} U Sh \alpha \right], \\ \sigma_\beta &= \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)\alpha} \left[(Ch \alpha + \cos \beta) \left(\frac{\partial V}{\partial \beta} + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{\partial U}{\partial \alpha} \right) - U Sh \alpha + \frac{\nu}{1-\nu} V \sin \beta \right], \\ \tau_{\alpha\beta} &= \frac{E}{2(1+\nu)\alpha} \left[(Ch \alpha + \cos \beta) \left(\frac{\partial U}{\partial \beta} + \frac{\partial V}{\partial \alpha} \right) + (V Sh \alpha - U \sin \beta) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Подставим выражения (18), (7) в (16) получим уравнения упругости в перемещениях:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial \alpha^2} + \frac{2}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 V}{\partial \alpha \partial \beta} + \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 U}{\partial \beta^2} + \frac{(3-4\nu) \cdot \sin \beta}{2(1-\nu)(Ch \alpha + \cos \beta)} \cdot \frac{\partial V}{\partial \alpha} + \\ + \frac{(3-4\nu) \cdot Sh \alpha}{2(1-\nu)(Ch \alpha + \cos \beta)} \frac{\partial V}{\partial \beta} - \frac{1}{(Ch \alpha + \cos \beta)} \left(Ch \alpha - \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \cos \beta \right) U = 0, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$\frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 V}{\partial \alpha^2} + \frac{1}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 U}{\partial \alpha \partial \beta} + \frac{\partial^2 V}{\partial \beta^2} - \frac{(3-4\nu) \sin \beta}{2(1-\nu)(Ch\alpha + \cos \beta)} \frac{\partial U}{\partial \alpha} - \frac{(3-4\nu) Sh\alpha}{2(1-\nu)(Ch\alpha + \cos \beta)} \frac{\partial U}{\partial \beta} - \frac{1}{(Ch\alpha + \cos \beta)} \left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} Ch\alpha - \cos \beta \right) V = 0.$$

Решение системы уравнений (44) определяет напряженно – деформированное состояние зуба. Решение должно удовлетворять граничным условиям на контуре поперечного сечения зуба.

Зададим граничные условия. На линии $\alpha = \alpha'$ на участке изменения координаты β от β_1 до β_2 действует контактное давление $P(\beta)$. Остальные участки $\beta' \leq \beta \leq \beta_1$ и $\beta_2 \leq \beta \leq \beta''$ свободны от нагрузки ($\sigma_\alpha = 0, \tau_{\alpha\beta} = 0$). На линии $\alpha = -\alpha'$ отсутствует нагрузка ($\sigma_\alpha = 0, \tau_{\alpha\beta} = 0$). На линии $\beta = \beta'$ отсутствует нагрузка ($\sigma_\beta = 0, \tau_{\alpha\beta} = 0$).

Заменяя $\sigma_\alpha, \sigma_\beta, \tau_{\alpha\beta}$ по формулам (18) получим граничные условия в перемещениях:

$$\left. \begin{aligned} & \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial \alpha} + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{\partial V}{\partial \beta} \right) + \frac{\sin \beta}{Ch\alpha^* + \cos \beta} V - \frac{\nu}{1-\nu} \frac{Sh\alpha^*}{Ch\alpha^* + \cos \beta} U \right\}_{\alpha=-\alpha'} = 0, \\ & \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial \beta} + \frac{\partial V}{\partial \alpha} \right) - \frac{Sh\alpha^*}{Ch\alpha^* + \cos \beta} V - \frac{\sin \beta}{Ch\alpha^* + \cos \beta} U \right\}_{\alpha=-\alpha'} = 0, \\ & \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial \alpha} + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{\partial V}{\partial \beta} \right) + \frac{\sin \beta}{Ch\alpha^* + \cos \beta} V - \frac{\nu}{1-\nu} \times \right. \\ & \left. \times \frac{Sh\alpha^*}{Ch\alpha^* + \cos \beta} U \right\}_{\alpha=\alpha'} = \begin{cases} 0, & \beta' \leq \beta \leq \beta_1, \\ \frac{P\alpha(1+\nu)(1-2\nu)}{(1-\nu)E}, & \beta_1 < \beta < \beta_2, \\ 0, & \beta_2 \leq \beta \leq \beta'. \end{cases} \\ & \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial \beta} + \frac{\partial V}{\partial \alpha} \right) + \frac{Sh\alpha^*}{Ch\alpha^* + \cos \beta} V - \frac{\sin \beta}{Ch\alpha^* + \cos \beta} U \right\}_{\alpha=\alpha'} = 0, \\ & \left\{ \left(\frac{\partial V}{\partial \beta} + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{\partial U}{\partial \alpha} - \frac{Sh\alpha}{Ch\alpha + \cos \beta_1} U + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{\sin \beta_1}{Ch\alpha + \cos \beta_1} V \right) \right\}_{\beta=\beta'} = 0, \\ & \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial \beta} + \frac{\partial V}{\partial \alpha} \right) + \frac{Sh\alpha}{Ch\alpha + \cos \beta_1} U \right\}_{\beta=\beta'} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Граничное условие на линии $\beta = \beta''$ расположенной в массиве рассматриваем как заделку $[U(\alpha, \beta_2) = 0, (-\alpha' \leq \alpha \leq \alpha'), [V(\alpha, \beta_2) = 0, (-\alpha' \leq \alpha \leq \alpha')].$ (21)

Уравнения упругости (19) совместно с граничными условиями (20) и (21) дают единственное решение задачи о напряженно - деформированном состоянии зуба. Для решения используем приближенный метод. Сечение зуба разбивается на конечное число элементов сеткой координатных линий с постоянным шагом $\Delta\alpha = \alpha^*$ для $\alpha = const$ и $\Delta\beta = \beta^*$ для $\beta = const$. Узел рассматриваем как центр конечного элемента, имеющего в биполярных координатах форму прямоугольника. Центральный узел m окружен узлами m_1, \dots, m_8 (рис. 5). В пределах элемента строится полином 4^{ой} степени для аппроксимация функции $f(\alpha, \beta)$

$$f(\alpha, \beta) = f_m + C_1\alpha + C_2\beta + C_3\alpha^2 + C_4\alpha\beta + C_5\beta^2 + C_6\alpha^2\beta + C_7\alpha\beta^2 + C_8\alpha^2\beta^2. \quad (22)$$

Коэффициенты C_1, \dots, C_8 выражаются через функции f в узлах m_1, \dots, m_8 . Полагаем

$$\left. \begin{aligned} f(-\alpha^*; 0) = f_{m_1}, \quad f(\alpha^*; 0) = f_{m_2}, \quad f(0; -\beta^*) = f_{m_3}, \quad f(0; \beta^*) = f_{m_4}, \\ f(-\alpha^*; -\beta^*) = f_{m_5}, \quad f(-\alpha^*; \beta^*) = f_{m_6}, \quad f(\alpha^*; \beta^*) = f_{m_7}, \quad f(\alpha^*; \beta^*) = f_{m_8} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

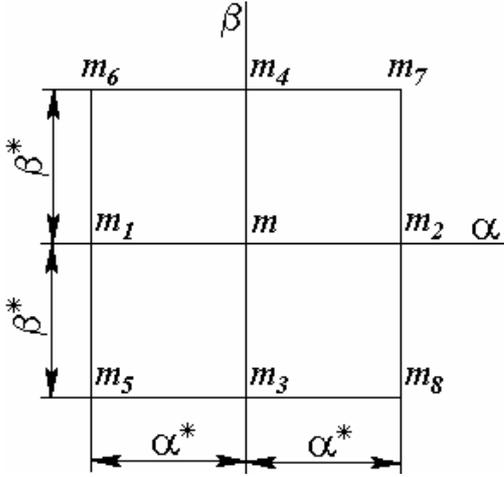


Рис. 5. Конечный элемент для аппроксимации упругих смещений

Подставляя в полином координаты угловых точек получим систему уравнений из которой определим коэффициенты C_1, \dots, C_8 . Систему разобьем на две группы по 4^е уравнения. Из первой группы уравнений находим коэффициенты:

$$f_{m_1} = f_m - C_1\alpha^* + C_3\alpha^{*2},$$

$$f_{m_2} = f_m + C_1\alpha^* + C_3\alpha^{*2},$$

$$f_{m_3} = f_m - C_2\beta^* + C_5\beta^{*2},$$

$$f_{m_4} = f_m + C_2\beta^* + C_5\beta^{*2},$$

$$C_1 = \frac{1}{\alpha^*} \left(\frac{f_{m_2} - f_{m_1}}{2} \right),$$

$$C_2 = \frac{1}{\beta^*} \left(\frac{f_{m_4} - f_{m_3}}{2} \right),$$

$$C_3 = \frac{1}{\alpha^{*2}} \left(\frac{f_{m_1} + f_{m_2}}{2} - f_m \right), \quad C_5 = \frac{1}{\beta^{*2}} \left(\frac{f_{m_3} + f_{m_4}}{2} - f_m \right).$$

Используя решения первой группы уравнений, получаем вторую

$$\left. \begin{aligned} C_4\alpha^*\beta^* - C_6\alpha^{*2}\beta^* - C_7\alpha^*\beta^{*2} + C_8\alpha^{*2}\beta^{*2} &= f_{m_5} - f_m + C_1\alpha^* + C_2\beta^* - C_3\alpha^{*2} - C_5\beta^{*2}, \\ -C_4\alpha^*\beta^* + C_6\beta^{*2}\alpha^* - C_7\alpha^*\beta^{*2} + C_8\alpha^{*2}\beta^{*2} &= f_{m_6} - f_m + C_1\alpha^* - C_2\beta^* - C_3\alpha^{*2} - C_5\beta^{*2}, \\ C_4\alpha^*\beta^* + C_6\alpha^{*2}\beta^* + C_7\alpha^*\beta^{*2} + C_8\alpha^{*2}\beta^{*2} &= f_{m_7} - f_m - C_1\alpha^* - C_2\beta^* - C_3\alpha^{*2} - C_5\beta^{*2}, \\ C_4\alpha^*\beta^* - C_6\alpha^{*2}\beta^* + C_7\alpha^*\beta^{*2} + C_8\alpha^{*2}\beta^{*2} &= f_{m_8} - f_m - C_1\alpha^* + C_2\beta^* - C_3\alpha^{*2} - C_5\beta^{*2}. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Разрешая систему уравнений (26) и подставляя найденные значения C_1, C_2, C_3, C_5 из (25) получим формулы для коэффициентов C_4, C_6, C_7, C_8 :

$$\left. \begin{aligned} C_4 &= \frac{1}{4\alpha^*\beta^*} (f_{m_5} - f_{m_6} + f_{m_7} - f_{m_8}), \\ C_6 &= \frac{1}{2\alpha^{*2}\beta^*} \left[(f_{m_3} - f_{m_4}) - \frac{1}{2}(f_{m_5} - f_{m_6} - f_{m_7} + f_{m_8}) \right], \\ C_7 &= \frac{1}{2\alpha^*\beta^{*2}} \left[(f_{m_1} - f_{m_2}) - \frac{1}{2}(f_{m_5} + f_{m_6} - f_{m_7} - f_{m_8}) \right], \\ C_8 &= \frac{1}{\alpha^{*2}\beta^{*2}} \left[f_m - \frac{1}{2}(f_{m_1} + f_{m_2} + f_{m_3} + f_{m_4}) + \frac{1}{4}(f_{m_5} + f_{m_6} + f_{m_7} + f_{m_8}) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Дифференцируя полином (22) по α и β и полагая $\alpha = 0, \beta = 0$, получим частные производные функции f в центральной точке конечного элемента

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial \alpha} = C_1 &= \frac{1}{\alpha^*} \left(\frac{f_{m_2} - f_{m_1}}{2} \right), & \frac{\partial f}{\partial \beta} = C_2 &= \frac{1}{\beta^*} \left(\frac{f_{m_4} - f_{m_3}}{2} \right), \\ \frac{\partial^2 f}{\partial \alpha^2} = 2C_3 &= \frac{1}{\alpha^{*2}} (f_{m_1} + f_{m_2} - 2f_m), & \frac{\partial^2 f}{\partial \beta^2} = 2C_5 &= \frac{1}{\beta^{*2}} (f_{m_3} + f_{m_4} - 2f_m), \\ \frac{\partial^2 f}{\partial \alpha \partial \beta} = C_4 &= \frac{1}{4\alpha^* \beta^*} (f_{m_5} - f_{m_6} + f_{m_7} - f_{m_8}). \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

По формул (28) получим дискретный аналог уравнений упругости (19)

$$\left. \begin{aligned} U_m \left[\frac{\left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \right) \cos \beta_m - Ch \alpha_m}{(Ch \alpha_m + \cos \beta_m)} - \frac{2}{\alpha^{*2}} \frac{(1-2\nu)}{(1-\nu) \beta^{*2}} \right] + \frac{1}{\alpha^{*2}} (U_{m_1} + U_{m_2}) + \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu) \beta^{*2}} (U_{m_3} + U_{m_4}) - \\ - \frac{(3-4\nu)}{4(1-\nu) \alpha^*} \left(\frac{\sin \beta_m}{(Ch \alpha_m + \cos \beta_m)} \right) (V_{m_1} - V_{m_2}) - \frac{(3-4\nu)}{4(1-\nu) \beta^*} \left(\frac{Sh \alpha_m}{(Ch \alpha_m + \cos \beta_m)} \right) (V_{m_3} - V_{m_4}) + \\ + \frac{1}{8(1-\nu) \alpha^* \beta^*} \times (V_{m_5} - V_{m_6} + V_{m_7} - V_{m_8}) = 0, \\ V_m \left[\frac{\cos \beta_m - \left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \right) Ch \alpha_m}{(Ch \alpha_m + \cos \beta_m)} - \frac{(1-2\nu)}{(1-\nu) \alpha^{*2}} - \frac{2}{\beta^{*3}} \right] + \\ + \left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu) \alpha^{*2}} \right) \times (V_{m_1} + V_{m_2}) + \frac{1}{\beta^{*2}} (V_{m_3} + V_{m_4}) - \frac{(3-4\nu)}{4(1-\nu) \alpha^*} \left(\frac{\sin \beta_m}{(Ch \alpha_m + \cos \beta_m)} \right) \times (U_{m_2} - U_{m_1}) - \\ - \frac{(3-4\nu)}{4(1-\nu) \beta^*} \left(\frac{Sh \alpha_m}{(Ch \alpha_m + \cos \beta_m)} \right) (U_{m_4} - U_{m_3}) + \frac{1}{8(1-\nu) \alpha^* \beta^*} (U_{m_5} - U_{m_6} + U_{m_7} - U_{m_8}) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

После замены производных в формулах (18) выражениями по формулам (28), получаем дискретный аналог компонент тензора напряжений:

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_\alpha)_m &= \frac{(1-\nu) \cdot E \cdot (Ch \alpha_m + \cos \beta_m)}{2(1+\nu)(1-2\nu) \cdot a} \left[\frac{1}{\alpha^*} (U_{m_2} - U_{m_1}) + (U_{m_4} - U_{m_3}) \right] \times \\ &\quad \times \left[\frac{\nu}{1-\nu} \frac{1}{\beta^*} \right] + \frac{(1-\nu) \cdot E}{(1+\nu)(1-2\nu) a} \left[V_m \sin \beta_m - \frac{1}{1-\nu} U_m Sh \alpha_m \right], \\ (\sigma_\beta)_m &= \frac{(1-\nu) \cdot E (Ch \alpha_m + \cos \beta_m)}{2(1+\nu)(1-2\nu) \cdot a} \left[\frac{1}{\beta^*} (V_{m_4} - V_{m_3}) + (U_{m_2} - U_{m_1}) \right] \times \\ &\quad \times \frac{1}{\alpha^*} \left[\frac{\nu}{1-\nu} \right] - \frac{(1-\nu) \cdot E}{(1+\nu)(1-2\nu) \cdot a} \left[U_m Sh \alpha_m - \frac{\nu}{1-\nu} V_m \sin \beta_m \right], \\ (\tau_{\alpha\beta})_m &= \frac{E (Ch \alpha_m + \cos \beta_m)}{4(1+\nu) \cdot a} \left[\frac{1}{\beta^*} (U_{m_4} - U_{m_3}) + \frac{1}{\alpha^*} (U_{m_2} - U_{m_1}) \right] + \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

$$+ \frac{E}{2(1+\nu) \cdot a} (V_m Sh \alpha_m - U_m \sin \beta_m).$$

В соответствии с полученным решением задачи упругости и с помощью разработанного метода решения уравнений упругости, выполнен расчет напряженного состояния зубьев редуктора ПК - 500, (табл. 1) механизма поворота шагающего экскаватора

ЭШ6,5×45. Ёмкость ковша экскаватора ЭШ 6,5×45 составляет 6,5 м³, вылет стрелы 45 м.

Таблица 1 - Параметры редуктора ПК-500 поворота шагающего экскаватора ЭШ 6,5×45

Наименование параметров	Значение параметров	
	I ступени	II ступени
Числа зубьев на сателлите	24	20
Числа зубьев на солнечном колесе	25	20
Число роликов	25	20
Диаметр роликов, мм	50	50
Радиус образующей зубьев сателлита, мм	26	31
Радиус образующей зубьев солнечного колеса, мм	26	31
Диаметр центров образующих зубьев сателлита, мм	504	500
Диаметр центров образующих зубьев солн. колеса, мм	525	500
Диаметр вершин зубьев сателлита, мм	504	487,5
Диаметр вершин зубьев солнечного колеса, мм	530	512,5
Ширина зубчатых венцов, мм	250	125
Эксцентриситет установки сателлита ε, мм	12	
Габаритные размеры, мм	1585×1340×1420	
Передаточное число редуктора	24	
Максимальный крутящий момент, М _{2 max} , Нм	65000	
Номинальный крутящий момент М ₂ , Нм	45000	
Нагрузка	реверсивная	
Масса редуктора, кг	4295	
Мощность электродвигателя, кВт	150	
Частота вращения, об/мин	750	
Смазка редуктора	жидкая, циркуляционная	
Рекомендуемый сорт масла	МС-20, МК-22	
Объём заливаемого масла, дм ³	160	

При составлении дискретных уравнений упругости каждый узел координатной сетки рассматривается как центр конечного элемента. Для включения в расчет граничных точек контура применяется искусственный прием. Наряду с координатными линиями принадлежащими сечению проводятся координатные линии вне контура с тем же шагом, что и внутри контура. Точки пересечения дополнительных координатных линий образуют фиктивные узлы. В результате число уравнений упругости будет меньше числа неизвестных перемещений узлов, т.к. в уравнения войдут дополнительные неизвестные, соответствующие перемещениям фиктивных узлов. Для получения дополнительных уравнений записываются граничные условия. В случае когда граничные условия заданы в перемещениях, часть неизвестных будет определена сразу. Если граничные условия заданы в напряжениях, то дополнительные уравнения получают при помощи формул (30). С помощью дополнительных уравнений исключают фиктивные неизвестные, либо присоединяют дополнительные уравнения к основным уравнениям и решают расширенную систему уравнений. Из решения

системы уравнений определяются перемещения основных и фиктивных узловых точек. Напряженное состояние в узлах определяют по формулам (30).

Местные напряжения, возникающие в зубе при изгибе, можно определить численным методом, удачно выполненным в работе [4].

Со стороны ролика действует нормальная контактная нагрузка, распределенная по активной поверхности зуба между узлами «7» и «21» с центром давления в узловой точке «14». Величина шага координатной сетки по переменным α и β принята равной $\alpha^* = 0,24$; $\beta^* = 0,436332$ рад. Компоненты тензора напряжений вычислялись последовательно по каждому узлу. Контактное давление соответствует нагрузке $N = 318,8$ кН/м. Компоненты тензора нормальных и касательных напряжений σ_α , σ_β , $\tau_{\alpha\beta}$, приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Компоненты тензора напряжений в узлах зуба сателлита редуктора ПК-500

№ узла	Напряжение, МПа			№ узла	Напряжение, МПа		
	σ_α	σ_β	$\tau_{\alpha\beta}$		σ_α	σ_β	$\tau_{\alpha\beta}$
1	0	0	0	22	0	-1,8	0
2	-3,0	0	0	23	-1,0	0,7	4,3
3	-9,3	0	0	24	0,8	1,9	5,2
4	-12,4	0	0	25	1,2	2,0	7,5
5	-5,7	0	0	26	1,0	4,0	4,6
6	-0,2	0	0	27	1,2	5,1	3,1
7	0	0	0	28	0	12,6	0
8	0	-0,4	0	29	0	-7,1	0
9	-9,6	13,7	6,2	30	-1,5	-2,7	2,1
10	-12,9	-2,6	4,9	31	-0,04	-0,4	2,8
11	-16,7	-3,6	2,9	32	0,5	1,9	2,0
12	-22,4	-1,4	1,5	33	1,2	4,3	1,6
13	12	-2,6	2,8	34	1,9	8,0	0,8
14	-42,0	-7,0	0	35	0	13,5	0
15	0	8,9	0	36	0	-4,5	0
16	-0,4	7,5	4,7	37	-1,3	-2,3	-1,1
17	-1,7	5,0	7,0	38	-0,2	-0,6	-0,1
18	-2,9	2,3	7,4	39	0,3	1,5	0,3
19	-3,6	1,1	7,4	40	0,7	3,7	-0,2
20	-3,1	4,7	6,7	41	1,0	5,8	-0,9
21	0	3,0	0	42	0	8,5	0

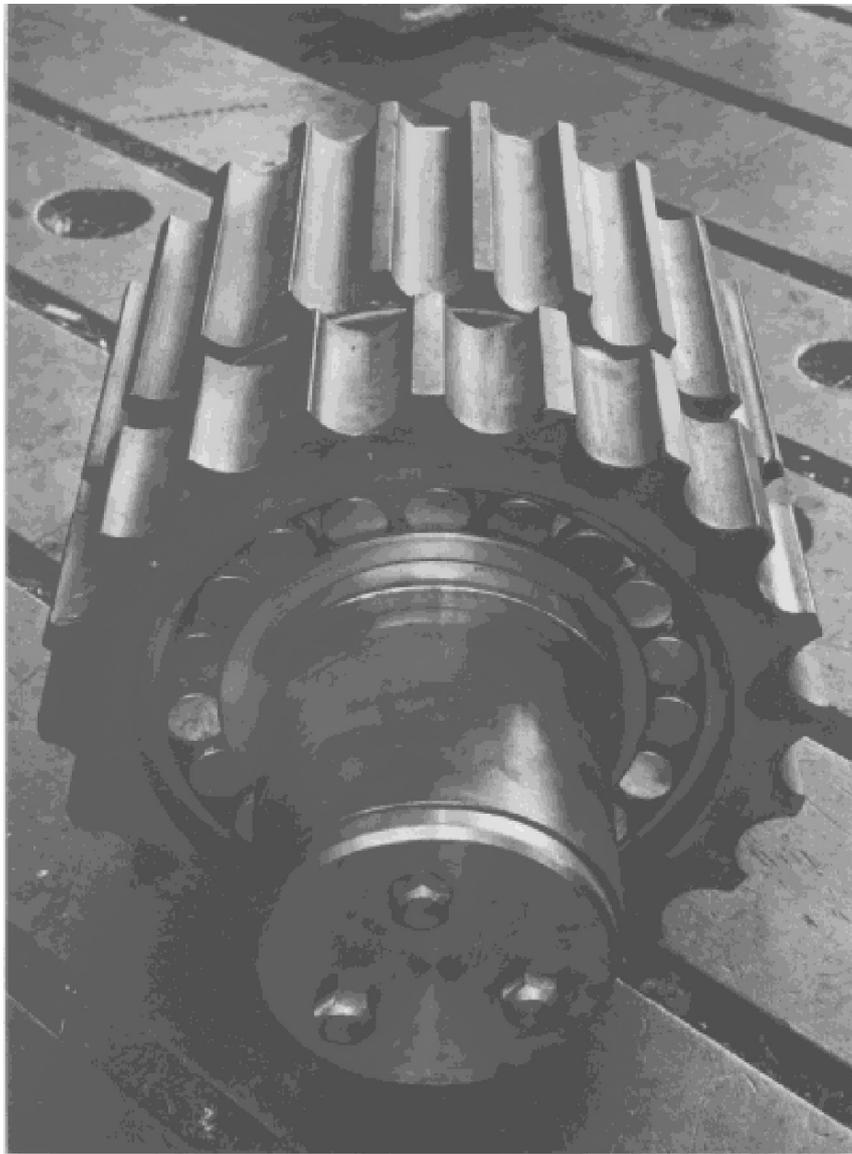


Рис.6. Сателлит в сборе редуктора ПК-500

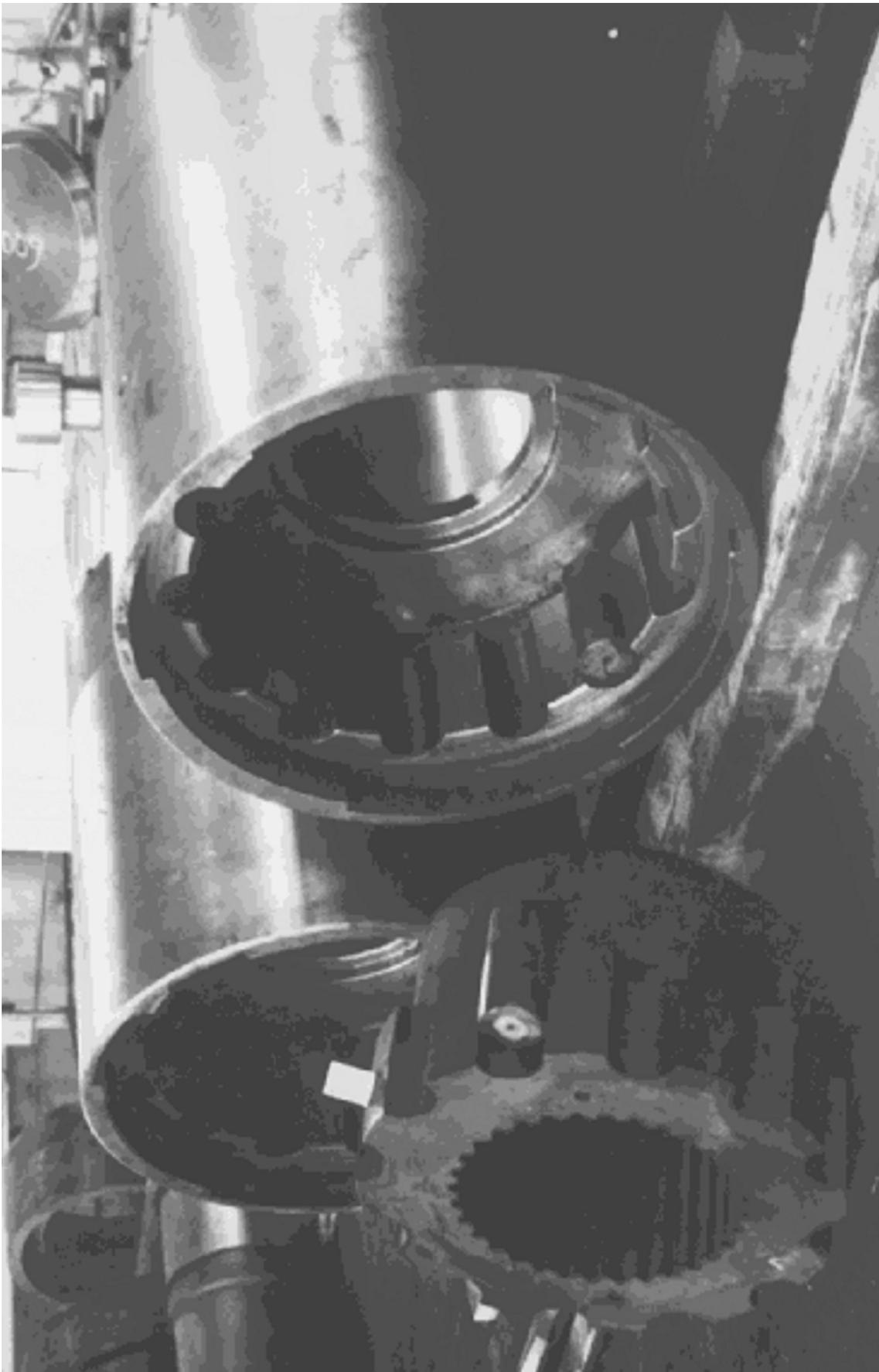


Рис. 7. Производство редукторов с промежуточными телами качения ПК-500

Производство редукторов с промежуточными телами качения представлено на рис. 6, 7. Нарезка зубьев осуществлялась на зубострогальном станке MAAG SH 450/500. Прорезка выполнялась ступенчатыми резцами, режущая кромка чистовых резцов очерчена дугой окружности. В соответствии с ГОСТ 1643-81, получена 6^я степень точности зубьев.

Выводы. Решена задача теории упругости о плоско - деформированном состоянии круговых зубьев. Разработана расчётная модель с аппроксимацией профиля зуба координатными линиями биполярной системы координат, что в отличие от известных расчётных схем, позволило упростить вывод уравнений упругости, учесть распределение по профилю зуба контактного давления, полученного из решения контактной задачи и получить единственное решение задачи о напряжённо – деформированном состоянии зуба с учётом граничных условий. Это повысило точность постановки и решения граничной задачи прочностного расчёта зуба. Расчёты реализованы в редукторах поворота шагающего экскаватора ЭШ 6,5×45.

Выполнен прочностной расчёт зуба сателлита редуктора поворота шагающего экскаватора ЭШ6,5×45, в результате чего установлено:

— Преобладающими являются напряжения сжатия σ_α ($\sigma_{\alpha_{max}} = 42 \text{ мПа}$), действующие вблизи зоны контакта, они затухают по мере приближения к корню зуба.

— Напряжения σ_β ($\sigma_{\beta_{max}} = 13,5 \text{ мПа}$) являются аналогом нормальных напряжений в теории изгиба балок. Однако уровень этих напряжений значительно ниже, определенных по элементарной теории. Это обусловлено благоприятной формой зуба с точки зрения прочностных свойств: сечение зуба резко увеличивается по направлению к его корню.

— Касательные напряжения $\tau_{\alpha\beta}$ ($\tau_{\alpha\beta_{max}} = 7,5 \text{ мПа}$) действуют в основном в зоне контакта. Их уровень сравним с уровнем напряжений σ_β .

— Общий уровень напряжений в зубе при передаче заданного усилия $N = 318,8 \text{ кН/м}$ невысокий. Так как зона приложения контактной нагрузки невелика, то с достаточной точностью можно считать, что напряженное состояние будет расти пропорционально усилию N . Нагрузка на зуб может быть увеличена в несколько раз.

Выполненные исследования позволяют привести в соответствие условия контактного взаимодействия промежуточных тел качения в зацеплении с напряжённо – деформированным состоянием зубьев и их общей прочностью.

Список литературы: 1. VDMA Antriebstechnik und Fluidtechnik befinden sich auf Wachstumskurs. Ind.-Anz. 2000. 122, № 45, С. 3 - 4. 2. Wachstumspotenzial für Getriebe und Getriebemotoren. HTM: Hdrter. - tectm. Mitt. 2002. 57, №6, С. 16 – 17. 3. Стрельников В. Н. Расчёт зубьев кругового профиля на прочность // Опыт исследования, проектирования, изготовления и эксплуатации передач Новикова. Тезисы докладов. Межреспубликанской научно-технической конференции - Рига: ЛРП ВНТОМ.- 1989. С. 31-33. 4. Иосилевич Г. Б., Осипова Г. В. Применение численных методов решения задач теории упругости к расчёту зубчатых передач. - Вестник машиностроения, 1976, № 4. С. 19 - 23.

Сдано в редакцию 05.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Терехова О.А., Марголит Р.Б., Колобаев Д.В. (ПИ МГОУ, г. Рязань, Россия)

The article is dedicated to the problems of electrical energy costs reduction with the use of an asynchronous motor with frequency regulation in a lathe main drive gear. The authors consider a positive aspect of the new type of the gear and its use, namely the possibility of energy savings at the expense of the construction of a gear with reduced engine power but a higher coefficient of efficiency of the mechanism between the engine and the spindle.

Проблема рационального использования электроэнергии в настоящее время весьма актуальна, так как энергетическая составляющая в себестоимости продукции занимает значимую часть.

Мощность привода главного движения металлорежущего станка составляет 85 – 90 % от общей установленной на станке мощности электродвигателей. В привод главного движения включаются все элементы и механизмы от двигателя до шпинделя.

Некоторое время назад традиционным и самым распространенным в токарных станках был привод главного движения, в котором вращательное движение на шпиндель передавалось от асинхронного нерегулируемого электродвигателя через ременную передачу и многоступенчатую коробку скоростей. Малые скорости шпинделя получали за счет редукции в кинематической цепи от двигателя к шпинделю.

Такой привод вступил в противоречие с требованиями к приводам станков с ЧПУ, которым необходимо бесступенчатое регулирование скорости резания. Первоначально такое регулирование достигалась использованием в приводах двигателей постоянного тока, а в последнее время – асинхронных электродвигателей с частотным регулированием скоростей (АДЧР) [1].

Вопросы рационального использования возможностей АДЧР в приводах станков изучены пока недостаточно. Немногочисленные публикации [2, 3] обозначают существо проблемы и дают самые первые ответы на возникающие вопросы.

Целью данной работы является исследование возможности использования асинхронных электродвигателей с частотным регулированием в качестве движителя привода главного движения станков токарной группы. В соответствии с поставленной целью в работе предусматривается решить следующие задачи: исследовать основные виды движения и нагруженности приводов главного движения токарных станков, выполнить исследования силовых характеристик приводов главного движения токарных станков, выявить основные особенности работы АДЧР в качестве привода главного движения токарных станков.

Привод главного движения с АДЧР в сравнении с описанным традиционным приобретает ряд положительных характеристик.

1. Бесступенчатое регулирование скоростей вращения шпинделя.
2. Возможность создания приводов с уменьшенным числом зубчатых передач в коробке скоростей.
3. Привод обладает повышенной стабильностью относительно работы на заданной частоте вращения, что является слабым местом привода с двигателем постоянного тока и что важно для решения проблем шума станков.
4. Отсутствие избыточно больших крутящих моментов при вращении шпинделя на малых частотах, что присуще приводу с асинхронным нерегулируемым двигателем

5. Переход к частотно-регулируемому приводу позволяет экономить электроэнергию.

Указанные положительные качества позволяют сократить материальные и трудовые затраты на изготовление высокоточных элементов привода (зубчатых колес, валов, точного корпуса коробки скоростей), повысить коэффициент полезного действия привода. Можно с уверенностью сказать, что в ближайшие годы во всех видах токарных станков, как с ручным, так и программным управлением, регулируемый привод на базе АДЧР вытеснит привод с использованием асинхронных двигателей.

Привод с асинхронным нерегулируемым двигателем имеет два хронических недостатка.

1. Обладает избыточно большим крутящим моментом на шпинделе при низких частотах его вращения.

2. Характеризуется снижением силовых характеристик шпинделя при увеличении частоты его вращения.

Избыточно большой крутящий момент получается как дань малым скоростям вращения. Силовая характеристика асинхронного нерегулируемого двигателя отражена на рис.1 точкой А с координатами $n_{дв}$ и $P_{дв}$. Шпиндель обладает несколько меньшей, чем двигатель, мощностью в связи с потерями в механизмах привода. Приняв потери на каждой из ступеней вращения постоянной величиной, получим горизонтальную прямую

2. График крутящего момента в соответствии с уравнением $M = 9750N/n$ представляет собой наклонную прямую 1. Крутящий момент с уменьшением скорости вращения шпинделя увеличивается, достигая на нижней ступени значения $M_{макс}$. Под этот максимальный момент, во избежание поломок, приходится изготавливать все элементы главного привода. Крупногабаритные коробки скоростей с большим числом зубчатых передач неизбежно имеют низкий коэффициент полезного действия и большие энергетические потери.

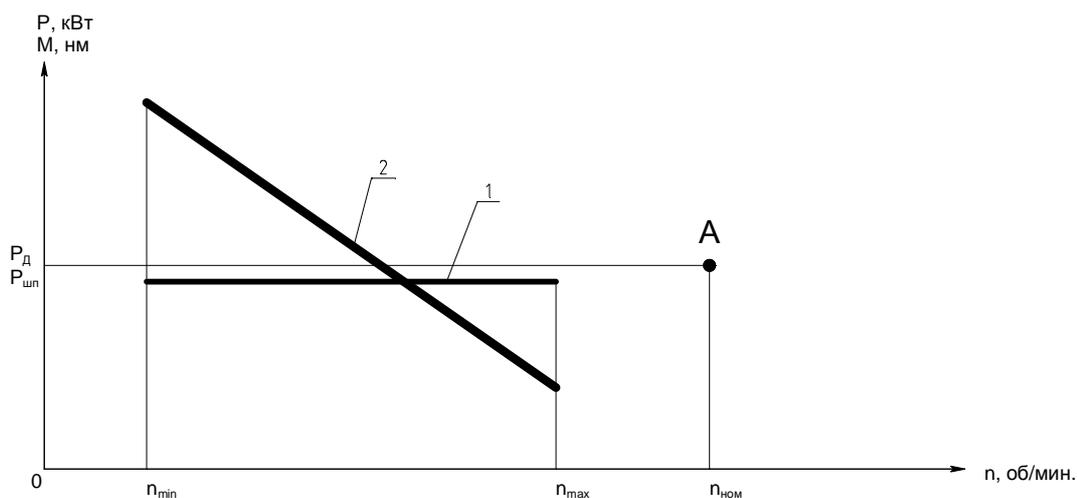


Рис. 1. Силовая характеристика асинхронного нерегулируемого двигателя

На токарных станках на малых скоростях выполняют следующие виды работ:

а) сверление, зенкерование, развертывание центрального отверстия, б) нарезание резьбы резцами, метчиками и плашками, в) чистовое точение очень качественно заточенным лезвием, г) выверку заготовок, д) контроль обработанных деталей. На шпинделе при выполнении этих работ возникает момент, в десятки раз превосходящий потребный.

Предельные глубины резания, возможные из силовых характеристик привода, на низких частотах вращения шпинделя чрезвычайно велики. Они превосходят размеры режущих граней твердосплавных непереключаемых пластин твердого сплава. Точить с очень большими глубинами не позволит уровень виброустойчивости технологической системы.

В настоящее время никто не будет пытаться выполнять черновую обработку заготовок точением с большой глубиной на малых скоростях резания. Твердые сплавы на таких скоростях (менее 80 м/мин) работают плохо, не говоря уже о новых сверхтвердых материалах. Расчеты (это будет подтверждено далее) показывают, что производительность обработки с любой большой глубиной при малой скорости уступит производительности обработки с меньшей глубиной при большей скорости.

Второй недостаток свойственен всем приводам, использующим современные электродвигатели, которые работают на больших частотах вращения с постоянной или даже уменьшающейся мощностью. Рассмотрим рис. 2, на котором показаны для привода с асинхронным нерегулируемым двигателем зависимости от скорости резания v глубины резания t (кривая 1) и производительности обработки Q (кривая 2). Скорость резания выражена логарифмической зависимостью.

Крутящий момент при увеличении скорости вращения шпинделя уменьшается. Пропорционально этому уменьшается величина предельной глубины резания. Справедливости ради нужно отметить, что, несмотря на это, производительность обработки, выраженная съемом материала в единицу времени, все равно растет. Но это только утешение, которое несколько смягчает остроту недостатка, но не устраняет его.

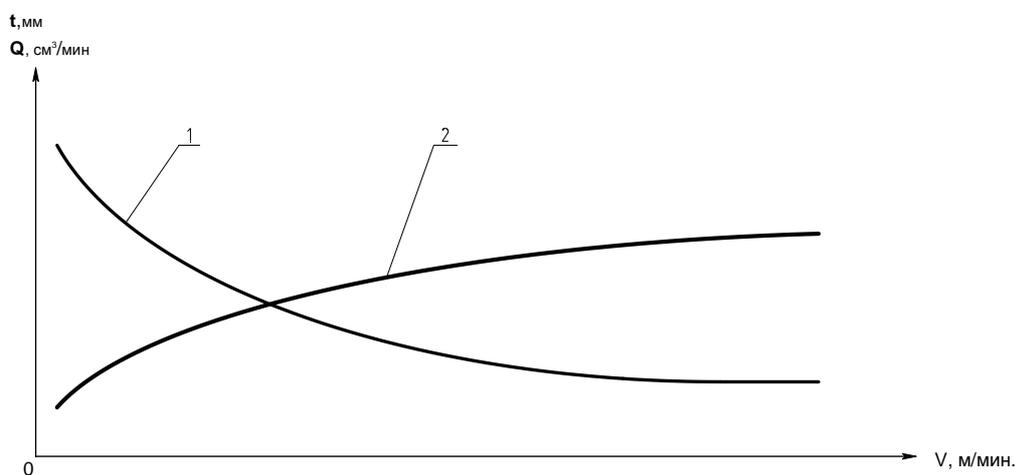


Рис. 2. Графики предельных глубин резания t и производительности Q

Единственная возможность получить при использовании нерегулируемого асинхронного двигателя приемлемую предельную глубину резания состоит в увеличении его мощности. Рост мощности привода главного движения в токарных станках наблюдался в течение всего XX века с момента оснащения станков индивидуальными электродвигателями. Одновременно увеличивались энергетические потери.

Привод с АДЧР смягчает негативное проявление обоих недостатков.

Характеристика мощности и крутящего момента АДЧР в зависимости от частоты вращения (рис.3) выглядит в виде ломаных линий, имеющих три характерных участка. На участке 1 от нуля до номинальной частоты $n_{ном}$ мощность $P1$ возрастает от нуля до своей номинальной величины $P2 = P_{ном}$, которая является также максимальной. Крутящий момент $M1$ на этом участке имеет постоянную величину. На участке 2 от $n_{ном}$ до n_1 мощность $P2$ остается постоянной, а момент $M2$ падает. На третьем участке от n_1 до n_{max} и мощность $P3$, и момент $M3$ падают.

Силовые характеристики привода в большой степени зависят от передаточных отношений ременной передачи и коробки скоростей, которые связывают двигатель со шпинделем. Без этих промежуточных элементов в токарных станках пока обойтись не возможно, так как скорости двигателя превосходят скорости шпинделя, а требуемые крутящие моменты резания больше крутящих моментов на роторе двигателя.

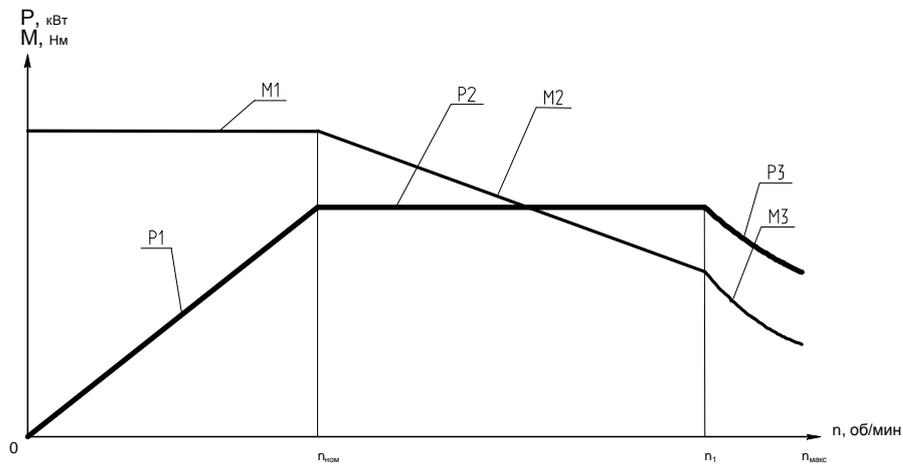


Рис. 3. Силовая характеристика двигателя с частотным регулированием

На рис.4 показаны графики мощности двигателя 3 и двух диапазонов 1 и 2 скоростей шпинделя, созданных зубчатыми передачами коробки скоростей. Момент на шпинделе имеет постоянную величину на малых скоростях вращения (участок 0 - $n_{ном.пр}$). Мощность на шпинделе несколько меньше, чем у двигателя, так как вступают в действие потери в механизмах привода.

Современные токарные станки с АДЧР имеют от двух до четырех диапазонов скоростей. Увеличением числа диапазонов избегают «провалов» в графике мощности на шпинделе станка (такой «провал» между линиями мощности 1 и 2 показан на рис.4).

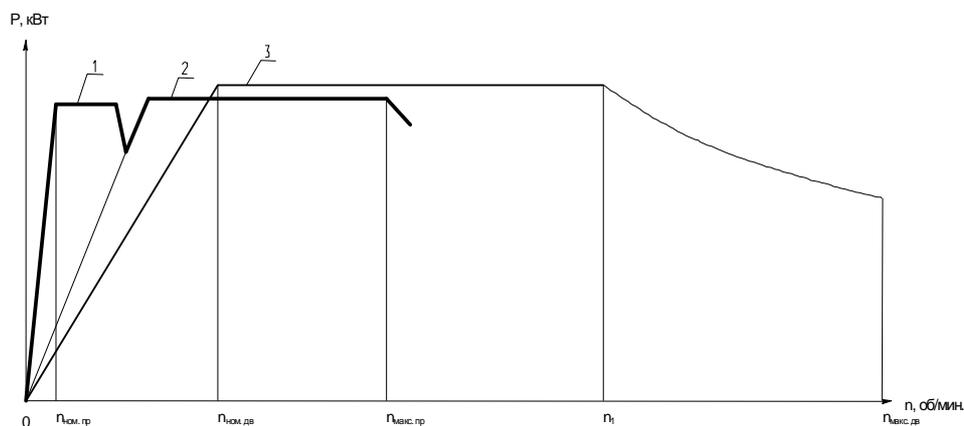


Рис. 4. Силовая характеристика привода с АДЧР: 1 – нижний диапазон, 2 – верхний диапазон, 3 - двигатель

Появление участка постоянного момента в силовой характеристике привода коренным образом изменяет кривую предельных глубин резания. На рис.5 нанесены два графика предельных глубин резания: 1 - для привода с асинхронным двигателем и 2 – для привода той же мощности с АДЧР. График 2 имеет два участка, первый из которых соответствует постоянному моменту на шпинделе, а второй – постоянной мощности, в связи с чем совпадает с графиком предельных глубин привода с асинхронным нерегулируемым двигателем. Точка В «встречи» двух графиков может изменять свое положение на оси скорости резания, и зависит это от характеристики двигателя и выбранных передаточных отношений между двигателем и шпинделем.

Если передаточное отношение будет чрезмерно большим, то точка В сдвинется влево. Крутящий момент на шпинделе и предельная глубина резания на малых скоростях резания станут избыточно большими. Такой момент никогда не сможет быть использован при резании, но под него нужно будет рассчитывать и изготавливать все элементы привода, что приведет к излишней металлоемкости конструкции и снижению коэффициента полезного действия в передачах, создающих редукцию между двигателем и

шпинделем. Получится, что мы перенесем в привод с АДЧР первый недостаток привода с нерегулируемым асинхронным двигателем.

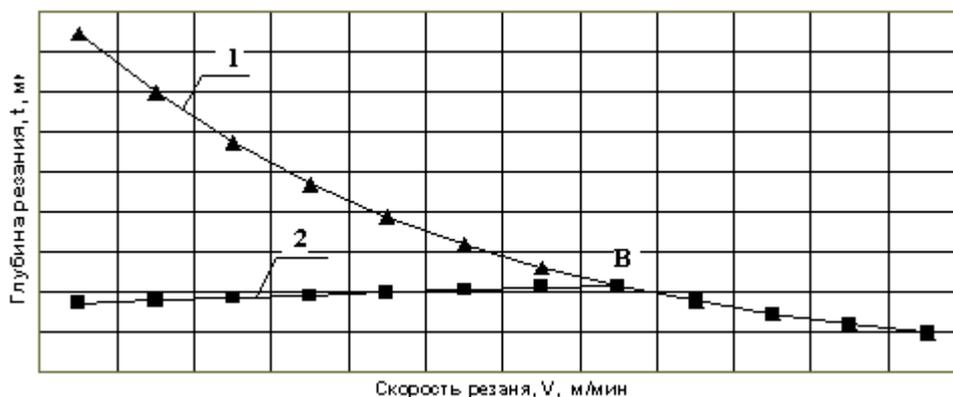


Рис. 5. Сравнение силовых характеристик приводов

Малое передаточное отношение сдвинет точку В вправо. Это приведет к пониженным крутящим моментам на шпинделе, величина предельной глубины резания понизится, и станок не сможет работать с достаточно интенсивными режимами резания.

Следовательно, оптимальным может считаться такой выбор передаточных отношений, когда будет обеспечена возможность резания с достаточно большой, но не чрезмерной, предельной глубиной. Например, для токарных станков малых размеров такой глубиной может быть выбрано значение 9 мм, для станков средних размеров 12 – 19 мм, для тяжелых станков – 24 мм. Такой выбор основан на размерах быстросменных неперетачиваемых пластин твердого сплава, которыми оснащают токарные резцы. Кроме того, точение с большими глубинами практически невозможно осуществить в связи с ограниченностью виброустойчивости технологической системы.

Экономия энергии в приводе с АДЧР взамен асинхронного нерегулируемого двигателя возникает в связи с действием трех факторов:

- а) уменьшенным энергопотреблением при работе двигателя на частотах, меньших номинальной частоты вращения (участок 1 на рис.3);
- б) возможностью получить высокие показатели силовых характеристик привода при использовании механизмов с уменьшенной редукцией, следовательно, с более высоким коэффициентом полезного действия;
- в) возможностью уменьшить номинальную мощность двигателя.

При работе двигателя на участке 1 получается явный выигрыш в затратах электроэнергии, так как при меньшей мощности имеем достаточные крутящие моменты для резания с интенсивными режимами и значительной глубиной. В среднем на этом участке затраты мощности равны 50% от номинала. На втором участке имеем стопроцентное потребление мощности, третий участок работы двигателя, как было сказано ранее, желательно в приводе не использовать. Средневзвешенные значения экономии энергии можно определить в 25%.

Повышать коэффициент полезного действия привода и использовать в нем АДЧР меньшей номинальной мощности можно за счет двух особенностей этих электродвигателей.

Первая особенность состоит в том, что АДЧР может иметь уменьшенную номинальную частоту вращения. Наряду с 1500 об/мин выпускают двигатели с номинальной частотой 1000, 750, 500 об/мин или близкими значениями. Значительную часть редукции, которую обычно осуществляли механизмы привода, двигатели берут на себя, сократив энергетические потери.

Вторая особенность – это возможность включения по потребности дополнительно к основному режиму работы S1 режима S6 временной перегрузки АДЧР. Имеются режимы

временной перегрузки S6-60%, S6-40%, S6-25%, S6-16%, которые реализуются за счет питания двигателя током увеличенного напряжения. Проценты показывают допустимое время работы с перегрузкой по отношению к общему фонду времени работы двигателя. Мощность двигателя фирмы Siemens модели 1PH7224, как показано на рис.6, возрастает соответственно с перегрузкой в 1,2; 1,4; 1,6 и 1,8 раза.

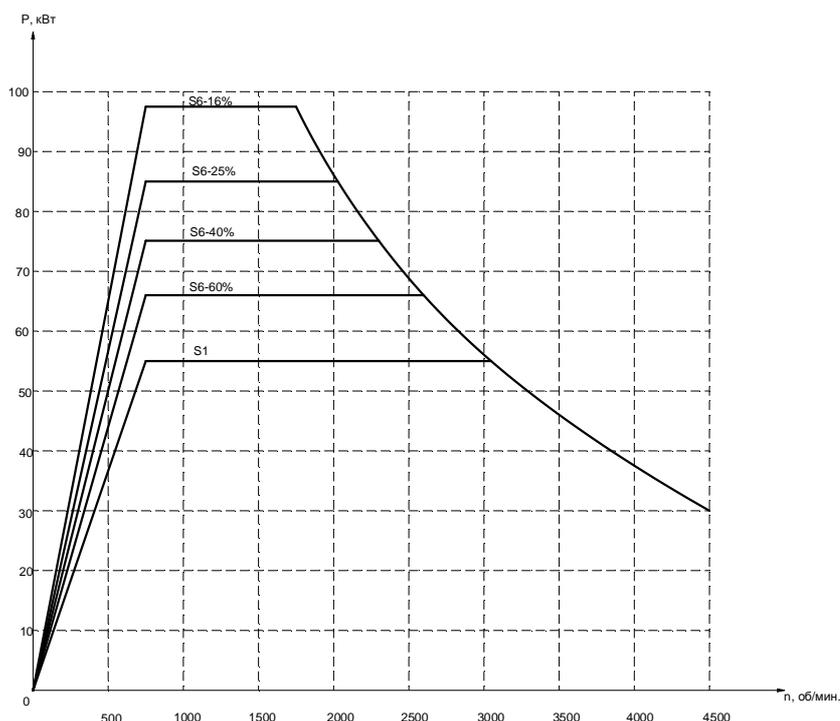


Рис. 6. Графики мощности АДЧР с $P_{\text{ном}} = 55 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 700 \text{ об/мин}$

Механизм энергосбережения при переходе от двигателя большей мощности к двигателю меньшей мощности состоит в следующем. Механическая часть привода при большей мощности вынуждена иметь большую материалоемкость, большие по размерам валы, зубчатые колеса и подшипники. Это приводит к тому, что энергозатраты на холостое вращение пропорциональны мощности двигателя. Энергопотребление холостого вращения – это потери в течение всего срока работы станка, независимо от того, работает главный привод вхолостую или осуществляется резание.

Авторами составлена методика расчета на ЭВМ предельных, исходя из мощности привода, глубин резания и объемов снимаемого в единицу времени материала. Анализировали наружное точение заготовки из конструкционной стали марки 40X в диапазоне диаметров от 40 до 630 мм, при скоростях резания от 20 до 315 м/мин. Подачи приняты конкретные - 0,5 и 1 мм/об, что отвечает соответственно режимам нормального и чернового точения твердосплавными резцами. Дополнительно к режиму S1 были выполнены расчеты для режимов S6.

Использованы следующие математические зависимости:

$$t = P_{\text{дв}} \eta / k_1 s_0^{0,75} v^{0,85} \text{ мм}; \quad P_{\text{нр}} = M_{\text{нр}} n / 9,55 \text{ кВт}; \quad Q = v s_0 t \text{ см}^3,$$

где t – предельная глубина резания, мм;

$P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, кВт;

η – коэффициент полезного действия привода;

k_1 – коэффициент при расчете глубины в зависимости от обрабатываемого материала;

s_0 – подача на оборот, мм/об;

v – скорость резания, м/мин;

$P_{\text{нр}}$ – мощность на шпинделе, кВт;

$M_{\text{нр}}$ – момент на шпинделе, кНм;

n – частота вращения шпинделя, об/мин;

Q – объем срезаемого материала в минуту, см³/мин;

Аналізу подвергнуты приводы главного движения ряда токарных станков производства Рязанского станкостроительного завода:

- универсального токарного станка с ручным управлением мод. 1М63Н, главный привод которого оснащен нерегулируемым асинхронным двигателем;

- токарного станка с ЧПУ мод. 16Р30Ф3 в четырех вариантах исполнения АДЧР Владимирского электромеханического завода: а) марки 5А200L6 мощностью 30кВт с номинальной частотой 980 об/мин; б) 5А200М6 мощностью 22кВт с номинальной частотой 980 об/мин; в) 5А200 L8 мощностью 22кВт с номинальной частотой 736 об/мин; г) 5А200М8 мощностью 18,5кВт с номинальной частотой 736 об/мин;

- тяжелых токарных станков мод. РТ317Ф3 и РТ993Ф3;

- приводов с приемлемыми скоростными и силовыми характеристиками, предложенных к использованию в токарных станках средних размеров

На основе анализа результатов расчетов привода станка мод. 16Р30Ф3 был сделан ряд выводов.

1. Переход от двигателя мощностью 30 кВт с номинальной скоростью 980об/мин к двигателю мощностью 22 кВт сохраняет приемлемые силовые характеристики станка. Выполнение точения с глубиной резания свыше 12 мм является избыточной возможностью. Ограничения на глубину резания наложит не силовая характеристика привода, а виброустойчивость технологической системы, которая для станка данного типоразмера не позволит превысить указанную глубину при обработке жесткой заготовки, закрепленной в жестком приспособлении.

2. Снижение номинальной скорости двигателя мощностью 22 кВт с 980 до 736 об/мин повышает силовые характеристики привода за счет дополнительной редукиции и соответствующего повышения крутящего момента на шпинделе.

3. Использование электродвигателя мощностью 18,5 кВт с номинальной частотой вращения ротора 736 об/мин позволяет создать главный привод, вполне приемлемый по силовой характеристике для токарного станка среднего размера с использованием при перегрузках режима S6.

По остальным приводам были выявлены резервы снижения материалоемкости и энергетических затрат.

С учетом действия факторов а), б) и в) получим предположительное значение годовой экономии электроэнергии за счет использования АДЧР в главном приводе станка:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3; \quad \mathcal{E}_1 = 0,25 P_2 \Phi; \quad \mathcal{E}_2 = P_2 (\eta_2 - \eta_1) \Phi; \quad \mathcal{E}_3 = (1 - \eta_1)(P_1 - P_2) \Phi,$$

где \mathcal{E}_1 – экономия электроэнергии в связи с уменьшенным значением мощности на первом участке работы двигателя;

\mathcal{E}_2 – экономия электроэнергии в связи с повышением силовых характеристик привода;

\mathcal{E}_3 - экономия электроэнергии в связи с уменьшением мощности двигателя;

P_1 и P_2 – соответственно мощности электродвигателей до и после снижения;

η_1 и η_2 – соответственно кпд привода с большей и меньшей редукицией;

Φ – годовой фонд времени работы станка.

Приняв для данного случая $P_1 = 30 \text{ кВт}$, $P_2 = 18,5 \text{ кВт}$, $\eta_1 = 0,8$, $\eta_2 = 0,9$; $\Phi = 4000 \text{ ч}$ (для двухсменного режима работы), получим $\mathcal{E} = 35100 \text{ кВтч}$.

Выводы:

1. Особенности асинхронного двигателя с частотным регулированием, возможность выбора двигателя с уменьшенной номинальной частотой вращения и включение режимов временной перегрузки позволяют создать привод главного движения токарного станка с весьма благоприятной скоростной и силовой характеристиками.

2. Передаточное отношение между двигателем и шпинделем должно быть оптимальным. При большой редукиции привод окажется избыточно «сильным», при малой – «слабым» по отношению к предельным глубинам резания..

3. Составлена программа расчета на ЭВМ силовых характеристик привода, которая позволяет оптимизировать привод.

4. Показана возможность уменьшения мощности двигателя в случае оптимизации силовых характеристик привода.

5. Использование асинхронных двигателей с частотным регулированием позволяет при рациональном построении привода получить значительное сокращение энергопотребления.

Список литературы: 1. Онищенко Г.Б. Электрический привод. - М.: РАСХН. 2003. – 320 с. 2. Локтев Д.А. Диаграмма «мощность – момент». «СТРУЖКА», № 1, - М. 2002. С. 46-48. 3. Марголит Р.Б., Терехова О.А., Маркин Ю.С. Использование регулируемого асинхронного двигателя для привода главного движения токарных станков. «СТРУЖКА» №2, - М., 2004. С. 53-57.

Сдано в редакцию 11.01.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ВЫДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ЦИКЛЕ ЛИТЬЯ И ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗАГОТОВОК ПРИ СООТВЕТСТВУЮЩЕМ ВОЗДЕЙСТВИИ НА НИХ

Турманидзе Р.С., Ментешашвили М.В., Зедгинидзе И.Г., Ментешашвили В.Н.
(ГТУ, г. Тбилиси, Грузия)

One of the basic tasks of technical progress at machine-building industry preparation plants is the maximum approach of geometrical shape and dimensions of members and blanks that provides allowance minimization and increase of mechanical treatment capacity and efficiency. Optimization of the parameters affecting the process of cast blanks production is given. With this purpose the main factors such as: melt temperature, minimum section of pouring system, quartz graininess in molding sand and casting duration were separated from acting factors. Using the method of mathematical statistics planning the tests were carried out and the model of regression equation was set up that allowed to establish optimum qualitative indices of suitable blanks - surface roughness, dimension accuracy, defective layer zone and its dimensions. The corresponding recommendations are given for practical application.

Одной из основных задач заготовительного производства считается максимальное взаимное сближение геометрической формы и размеров готовых деталей и заготовок, минимальное уменьшение съемного слоя – припуска, что, со своей стороны, является залогом увеличения производительности и повышения эффективности механической обработки.

Здесь же следует добавить, что решение такой задачи часто ограничивается технологической оснасткой предприятия, типом производства и программой заготовок.

Из существующих способов получения заготовок при выборе рационального следует учитывать металлоемкость материала, энергоемкость и стоимость основного технологического оборудования, однако для оценки вариантов технологического процесса – их технико-экономические показатели [1, 2].

В представленной работе рассмотрена оптимизация параметров получения литых заготовок, которая подразумевает установление действующих на исследуемый процесс факторов и интервалов варьирования для них. В нашем случае, для постановки задачи оптимизации и управления технологическим процессом применен экспериментально-статистический метод, в котором действующими факторами являются: x_1 , x_2 , x_3 и x_4 – температура заливки ($T^0 C$), сечение литниковой системы (F , см²), зернистость песка формовочной смеси (A , мм), продолжительность заливки расплавленного металла (τ , с), а выходными параметрами – поверхностная шероховатость заготовки (R_z , мкм), поле рассеяния размеров (D , мм) и размеры дефектного слоя (корки) (Δ , мкм) [3, 4].

В технологическом процессе за выходные критерии оптимизации параметров часто принимают: объем (производительность) выпускаемой продукции в единицу времени, средства капиталовложений, эксплуатационные расходы, качественные показатели продукции.

В данной работе зависимость между качественными показателями продукции и входными (действующими) факторами запишется в виде:

$$y = I(x_1, x_2, x_3, x_4). \quad (1)$$

Эта функция отклика геометрически представляет поверхность, на которой следует найти точку экстремума.

Обычно модель технологического процесса можно искать в виде полинома второй степени [5, 6, 7]

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < j \leq k} b_{ij} x_i x_j \quad (2)$$

Применение метода математического планирования эксперимента в технологическом цикле получения литых заготовок позволяет варьировать одновременно всеми факторами и получать как эффекты отдельных факторов, так и эффекты взаимодействия. В нашем случае, когда количество факторов $k = 4$, были проведены дробные факторные эксперименты типа 2^{4-1} с генерирующим соотношением $x_4 = x_1 x_2 x_3$.

Установлены: основные $x_i^{(0)}$, верхние (+1) и нижние (-1) уровни факторов, выбран интервал варьирования (P_i), сформирован план проведения экспериментов. План эксперимента и полученные результаты для $y_1(R_z)$, $y_2(D)$ и $y_3(\Delta)$ даны в таблице (табл. 1).

Таблица 1 - Планирование эксперимента для оптимизации параметров процесса ЛИТЫХ ЗАГОТОВОК

Факторы	x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	y_2	y_3
Основной уровень, $x_i^{(0)}$	1405	2,85	0,47	4			
Интервал варьирования, P_i	25	0,95	0,16	1			
Верхний уровень (+1)	1460	3,8	0,63	5			
Нижний уровень (-1)	1380	1,9	0,315	3			
Планирование эксперимента и результаты опытов							
Кодированное обозначение факторов	\tilde{x}_1	\tilde{x}_2	\tilde{x}_3	\tilde{x}_4			
1	-1	-1	-1	-1	270	420	99
2	-1	-1	+1	+1	430	700	119
3	-1	+1	-1	+1	456	730	102
4	-1	+1	+1	-1	400	970	173
5	+1	-1	-1	+1	300	800	153
6	+1	-1	+1	-1	370	750	136
7	+1	+1	-1	-1	250	950	101
8	+1	+1	+1	+1	250	900	147

В столбцах y_1, y_2, y_3 приведены средние результаты из двух параллельных опытов. Для этого из материала СЧ 20 ГОСТ 1412-79 были отлиты призмные образцы (80?100?30 мм); после срезания и очистки литниковой питающей системы были установлены выходные параметры (y_1, y_2, y_3) [3].

Обработка полученных опытом результатов велась поэтапно, в частности, для наглядности были рассчитаны все данные для параметров $y_1(R_z)$, а для остальных - $y_2(D), y_3(\Delta)$ - полученные результаты приведены в виде таблицы (табл. 2).

1. Расчет коэффициентов математической модели для выходного параметра y_1 :

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N y_u = \frac{1}{8} (270 + 430 + 456 + 400 + 300 + 370 + 250 + 250) = +340,75 \quad (3)$$

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{1u} \cdot y_u = \frac{1}{8} (-270 - 430 - 456 - 400 + 300 + 370 + 250 + 250) = -48,25 \quad (4)$$

$$b_2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{2u} \cdot y_u = \frac{1}{8} (-270 - 430 + 456 + 400 - 300 - 370 + 250 + 250) = -1,75, \quad (5)$$

$$b_3 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{3u} \cdot y_u = \frac{1}{8} (-270 + 430 - 456 + 400 - 300 + 370 - 250 + 250) = +21,75, \quad (6)$$

$$b_4 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{4u} \cdot y_u = \frac{1}{8} (-270 + 430 + 456 - 400 + 300 - 370 - 250 + 250) = +18,25, \quad (7)$$

$$b_{1,2} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{1u} \cdot \tilde{x}_{2u} \cdot y_u = \frac{1}{8} [(-1)(-1)270 + (-1)(-1)430 + (-1)(+1)456 + (-1)(+1)400 + (+1)(-1)300 + (+1)(-1)370 + (+1)(+1)250 + (+1)(+1)250] = -40,75, \quad (8)$$

$$b_{1,3} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{1u} \cdot \tilde{x}_{3u} \cdot y_u = \frac{1}{8} [(-1)(-1)270 + (-1)(+1)430 + (-1)(-1)456 + (-1)(+1)400 + (+1)(-1)300 + (+1)(+1)370 + (+1)(-1)250 + (+1)(+1)250] = -4,25, \quad (9)$$

$$b_{2,3} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \tilde{x}_{2u} \cdot \tilde{x}_{3u} \cdot y_u = \frac{1}{8} [(-1)(-1)270 + (-1)(+1)400 + (+1)(-1)456 + (+1)(+1)400 + (-1)(-1)300 + (-1)(+1)370 + (+1)(-1)250 + (+1)(+1)250] = -35,75. \quad (10)$$

Таблица 2 - Коэффициенты регрессионных уравнений для параметров $y_1(R_z)$, $y_2(D)$, $y_3(\Delta)$

Коэффициенты регрессионных уравнений	Числовые значения коэффициентов		
	$y_1(R_z)$, МКМ	$y_2(D)$, МКМ	$y_3(\Delta)$, МКМ
b_0	+340,75	+777,5	+128,75
b_1	-48,25	+72,5	+5,5
b_2	-1,75	+110	+2,0
b_3	+21,75	+52,5	+15,0
b_4	+18,25	+5,0	+1,5
$b_{1,2}$	-40,75	-35	-12,25
$b_{1,3}$	-4,25	-77,5	-7,75
$b_{2,3}$	-35,75	-5,0	+14,25

2. Математическая модель для каждого параметра запишется в виде регрессионного уравнения:

$$y_1 = 340,75 - 48,25\tilde{x}_1 - 1,75\tilde{x}_2 + 21,75\tilde{x}_3 + 18,25\tilde{x}_4 - 40,75\tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_2 - 4,25\tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_3 - 35,75\tilde{x}_2 \cdot \tilde{x}_3; \quad (11)$$

$$y_2 = 777,5 + 72,5\tilde{x}_1 + 110\tilde{x}_2 + 52,5\tilde{x}_3 + 5,0\tilde{x}_4 - 35\tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_2 - 77,5\tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_3 - 5,0\tilde{x}_2 \cdot \tilde{x}_3; \quad (12)$$

$$y_3 = 128,75 + 5,5\tilde{x}_1 + 2,0\tilde{x}_2 + 15\tilde{x}_3 + 1,5\tilde{x}_4 - 12,25\tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_2 - 7,75\tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_3 + 14,25\tilde{x}_2 \cdot \tilde{x}_3. \quad (13)$$

3. На последующем этапе провели регрессионный анализ - проверили существенность коэффициентов уравнения регрессии и его адекватность. Для наглядности проведем анализ уравнения (11) для параметра $y_1(R_z)$.

Полученное уравнение регрессии адекватно описывает экспериментально полученные результаты, так как расчетное значение критерия Фишера $F_{расч.} = 2,47$ меньше табличного $F_{табл.} = 3,8$.

Анализ представленного уравнения (11) регрессии дает возможность сформулировать следующие соображения: на шероховатость поверхности литой заготовки $y_1(R_z)$ большое влияние оказывает температура заливки; сравнительно меньше – совместное воздействие температуры расплава и сечения литниковой системы; литейной системы и зернистости кварцевого песка в формовочной смеси; и значительно меньше совместное влияние факторов зернистости песка и продолжительности заливки.

На рассеяние величин литых заготовок $y_2(D)$ большое влияние оказывают температура расплава и фактор сечения литниковой системы, также велико влияние зернистости песка. Изменчивость (колебания) рассеяния размеров ощутимо зависит от совместного влияния температуры – зернистости. На образование дефектного слоя (корки) $y_3(\Delta)$ одинаково действуют почти все факторы, которые в совокупности увеличивают размеры дефектного слоя.

4. Для практического использования уравнений регрессии необходимо произвести их

декодирование, перевод в натуральные переменные:

$$\tilde{x}_1 = \frac{x_1 - 1405}{25}, \quad \tilde{x}_2 = \frac{x_2 - 2,85}{0,95},$$

$$\tilde{x}_3 = \frac{x_3 - 0,47}{0,16}, \quad \tilde{x}_4 = \frac{x_4 - 4}{1}.$$

Подставляя эти условия кодирования в (11), получим:

$$y_1 = 340,75 - 48,25 \left(\frac{T - 1405}{25} \right) - 1,75 \left(\frac{F - 2,85}{0,95} \right) + 21,75 \left(\frac{A - 0,47}{0,16} \right) + 18,25 \left(\frac{\tau - 4}{1} \right) -$$

$$- 40,75 \left(\frac{T - 1405}{25} \right) \left(\frac{F - 2,85}{0,95} \right) - 4,25 \left(\frac{T - 1405}{25} \right) \left(\frac{A - 0,47}{0,16} \right) - 35,75 \left(\frac{F - 2,85}{0,95} \right) \left(\frac{A - 0,47}{0,16} \right).$$

После соответствующего преобразования уравнение в натуральных переменных примет вид:

$$y_1 = -4981,69 + 3,47T + 2525,3F + 2295,56A +$$

$$+ 18,25\tau - 1,72T \cdot F - 1,06T \cdot A - 235,2F \cdot A. \quad (14)$$

Аналогично регрессионные уравнения для остальных выходных параметров примут следующий вид:

$$y_2 = -22540,55 + 16,21T + 220,77F + 27643,75A +$$

$$+ 5\tau - 1,47T \cdot F - 19,38T \cdot A - 32,90F \cdot A; \quad (15)$$

$$y_3 = -3455,61 + 2,60T + 682,73F + 2548,75A +$$

$$+ 1,5\tau - 0,52T \cdot F - 1,94T \cdot A + 93,75F \cdot A. \quad (16)$$

Как было отмечено в работе, параметрами оптимизации приняты: шероховатость поверхности литой заготовки, точность размеров, вид дефектного слоя и их размеры, поэтому из множества факторов, действующих на процесс заполнения формы расплавом и его застывания, следует выбрать такие, которые обуславливают получение годного литья с качественными показателями. Исследованиями установлено, что застывание литья и охлаждение в процессе заливки вызывают повышение температуры, что обуславливает изменение состояния формовочной смеси и ее свойств. Вместе с этим компоненты расплава взаимодействуют с компонентами формовочного материала и с атмосферой, входят в химическую реакцию с ними, выделяют и поглощают газы, оказывают силовое воздействие на стенки формы, смывают составляющие элементы, достигают пор и т.д.;

под воздействием упомянутых процессов в литье образуются дефекты, ухудшающие годность литья [8].

С точки зрения оптимизации параметров литых заготовок, в представленной работе акцент делается на факторы, действующие на качественные показатели. Для этого с помощью уравнений регрессии рассчитаны соответствующие координаты и построены графики как однофакторного, так и двухфакторного воздействия, когда остальные находятся на основном уровне (рис. 1-6).

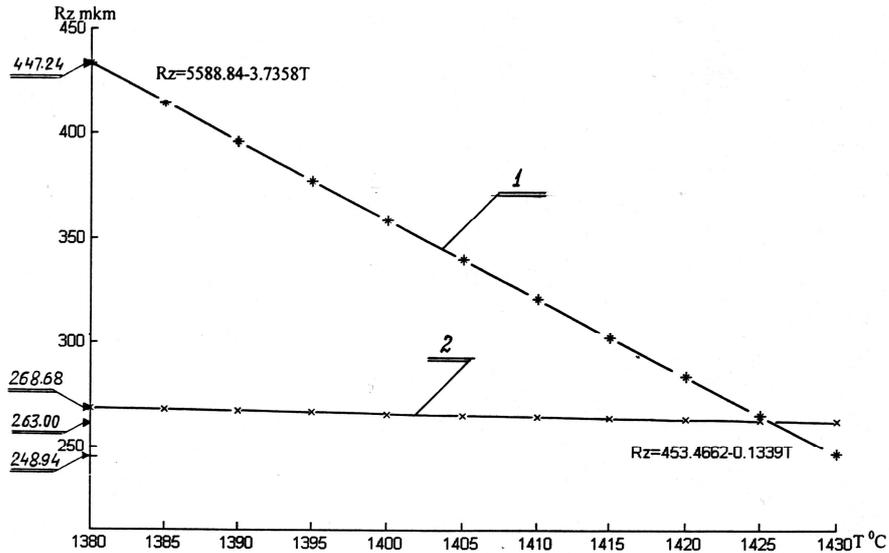


Рис. 1. Влияние температуры на шероховатость литой заготовки, когда даны остальные факторы: 1 – верхний уровень ($F = 3,8 \text{ см}^2$, $A = 0,63 \text{ мм}$, $\tau = 5 \text{ с}$); 2 – нижний уровень ($F = 1,9 \text{ см}^2$, $A = 0,315 \text{ мм}$, $\tau = 3 \text{ с}$)

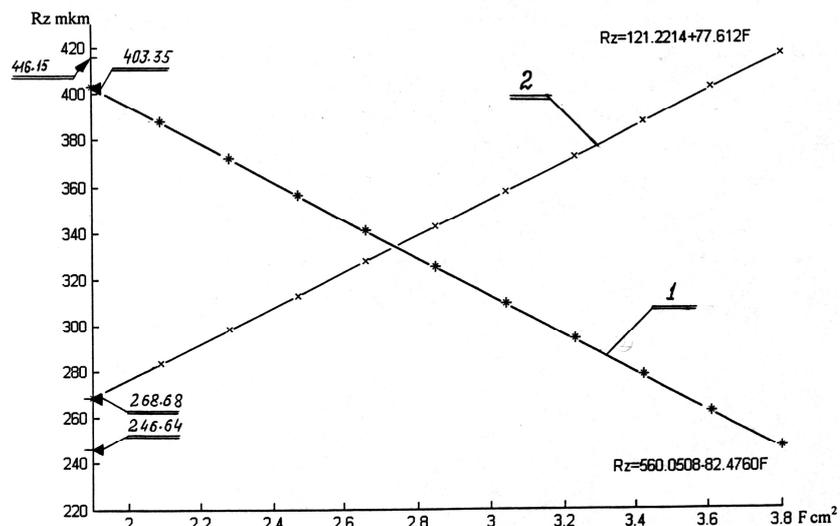


Рис. 2. Влияние сечения литейной системы на шероховатость поверхности литой заготовки, когда даны остальные факторы: 1 – верхний уровень ($T = 1430^0 \text{ C}$, $A = 0,63 \text{ мм}$, $\tau = 5 \text{ с}$); 2 – нижний уровень ($T = 1380^0 \text{ C}$, $A = 0,315 \text{ мм}$, $\tau = 3 \text{ с}$)

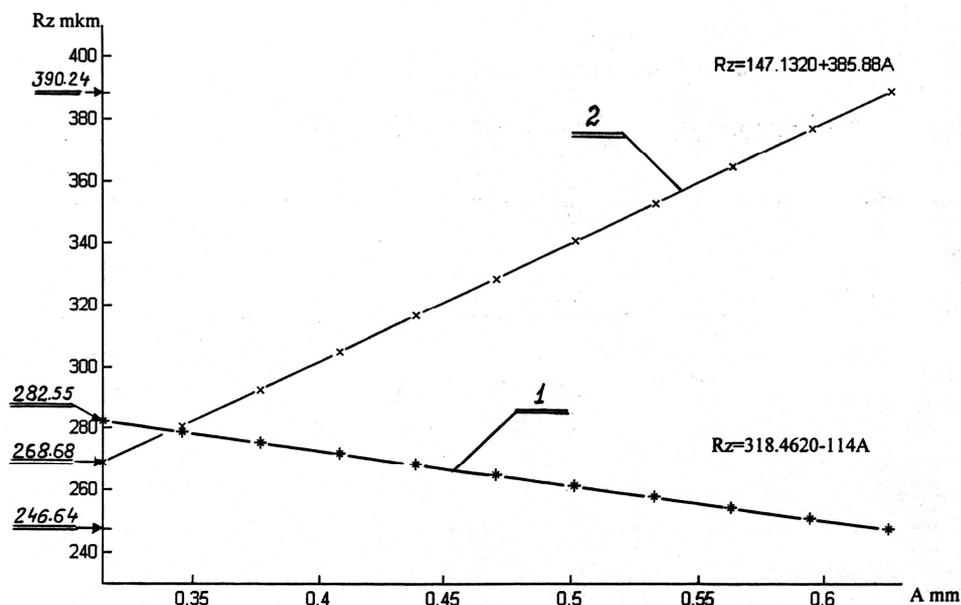


Рис. 3. Влияние зернистости формовочного песка на шероховатость литой заготовки, когда даны остальные факторы: 1 – верхний уровень ($T = 1430^0 C$, $F = 3,8 \text{ см}^2$, $\tau = 5 \text{ с}$); 2 – нижний уровень ($T = 1380^0 C$, $F = 1,9 \text{ см}^2$, $\tau = 5 \text{ с}$)

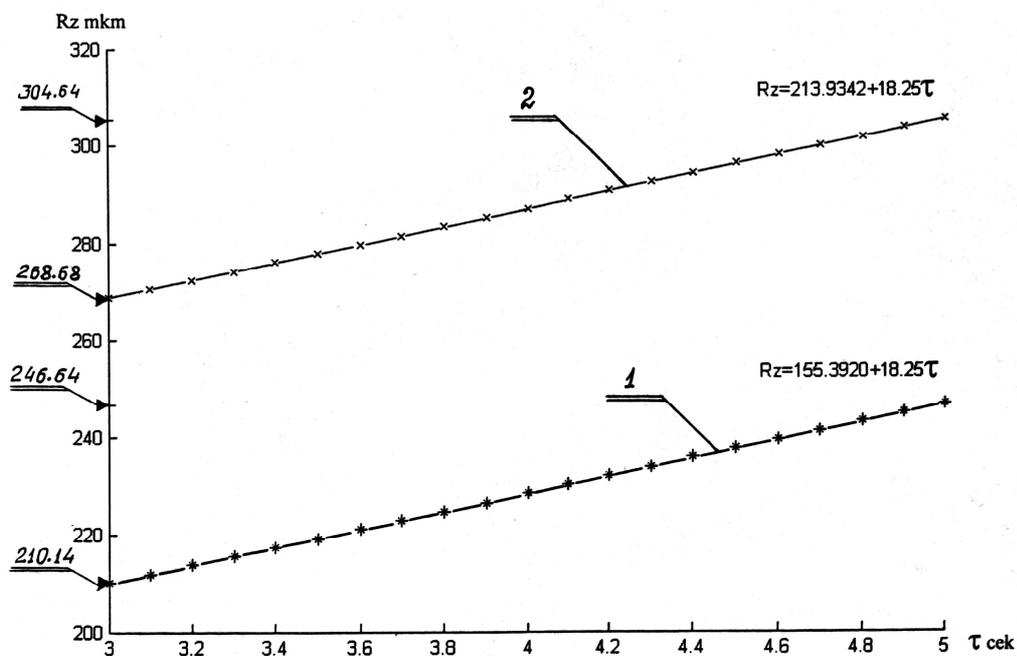


Рис. 4. Влияние продолжительности заливки на шероховатость поверхности литой заготовки, когда даны остальные факторы: 1 – верхний уровень ($T = 1430^0 C$, $F = 3,8 \text{ см}^2$, $A = 0,63 \text{ мм}$); 2 – нижний уровень ($T = 1380^0 C$, $F = 1,9 \text{ см}^2$, $A = 0,315 \text{ мм}$)

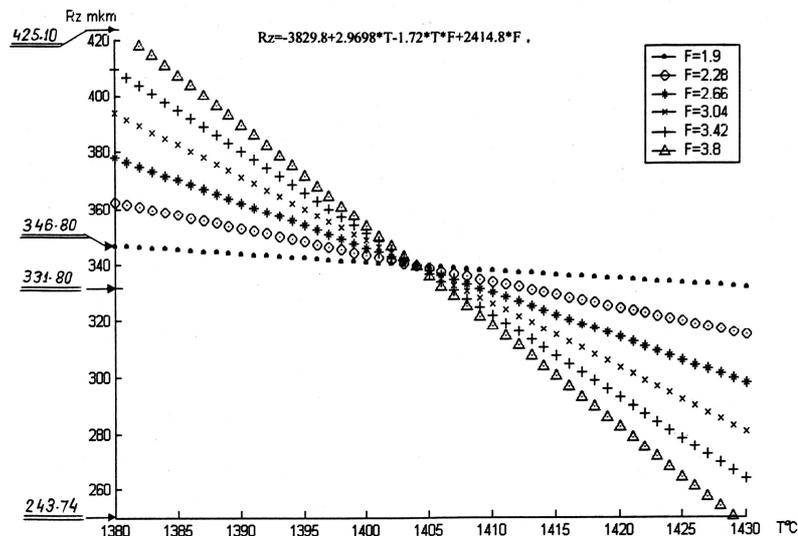


Рис. 5. Совместное воздействие температуры расплава и сечения литниковой системы на шероховатость поверхности

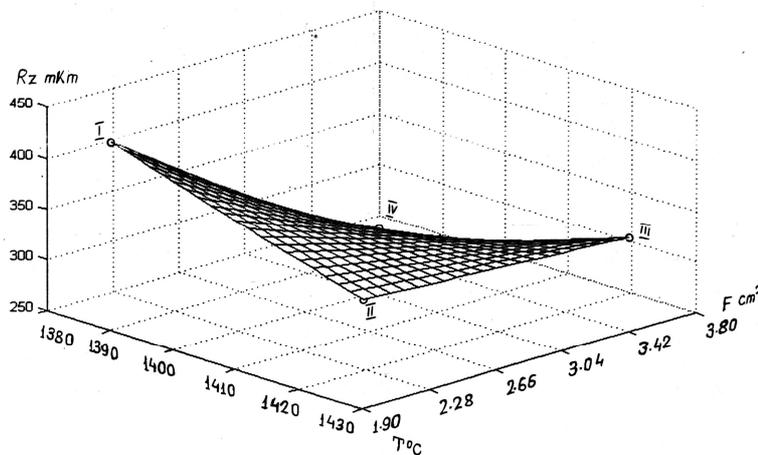


Рис. 6. Пространственный график функции $R_z = f(T, F)$ в декартовой системе координат

Влияние температуры на шероховатость литой заготовки (рис. 1) представлено нисходящей кривой, и с повышением температуры расплава ее величина уменьшается от $R_z = 447,24$ мкм до $R_z = 248,94$ мкм (кривая 1), а на нижнем уровне действующих факторов этот параметр испытывает меньше изменений (кривая 2). Это явление можно объяснить тем, что при высокой температуре формовочная смесь, содержащая окисел силиция (SiO_2), с окислами железа и марганца образует химический или механический слой пригара, поверхность которого характеризуется меньшей шероховатостью; совместное воздействие находящихся на нижнем уровне факторов не может повлиять на шероховатость, что обуславливает неизменный характер кривой [3].

Зависимость поверхностной шероховатости (R_z) от сечения литниковой системы (F), когда остальные факторы находятся на нижнем уровне, обуславливает уменьшение поверхности в отношении температуры (кривая 1, рис. 2). Остальные же факторы, находящиеся на нижнем уровне, создают благоприятные условия для увеличения шероховатости.

Если кривая на минимальном уровне ($F = 1,9 \text{ см}^2$) достигает 268,68 мкм, для значения сечения $F = 3,8 \text{ см}^2$ шероховатость увеличивается на 148 мкм и составляет 416,15 мкм (кривая 2).

Причиной такого протекания процесса можно считать неодинаковые свойства формовочной смеси – недостаточная прочность формы, проницаемость пор металла и образование неоднородного пригара корки.

Влияние зернистости кварцевого песка формовочной смеси на шероховатость поверхности литья показано на графике рис. 3. Здесь же приведены упрощенные уравнения, описывающие кривые, для двух граничных интервалов действующих на процесс факторов.

С увеличением в формовочной смеси зернистости песка растет шероховатость и качество поверхности ухудшается (кривая 2). Увеличение зернистости обуславливает большую проницаемость металла в поры.

Заливка в форму перегретого расплава вызывает спекание мелких зерен и образование увеличенных пор, что усиливает проникновение металла в стенки формовочной смеси и, соответственно, ухудшает качество поверхности.

Интересна представленная на том же графике (R_z-A) кривая 1, у которой нисходящее направление и образование слоя пригара обусловлены капиллярными силами и стенками формы под давлением металла. Ввиду этого расплав проникает в поры, начинается интенсивное окисление, образовавшийся железный окисел воздействует с составляющими формовочной смеси, образуется химический пригар и этот процесс может продолжаться до температуры твердения $600 \div 800^0 \text{ C}$. Образовавшаяся контактная зона железного окисла и содержащего формовочной смеси вызывает спекание зерен кварца и частичное уменьшение поверхностной шероховатости [8].

Влияние продолжительности заливки расплава на шероховатость литья ясно видно на графике рис. 4; минимальное значение шероховатости зафиксировано на верхнем уровне (кривая 1) действующих на процесс факторов, однако увеличенная шероховатость оказалась характерной на нижнем уровне факторов (кривая 2).

Графики, построенные согласно уравнению регрессии для совместного воздействия двух и более факторов, даны на рис. 5. Они устанавливают зависимость между поверхностной шероховатостью литья и температурой расплава, когда сечение литниковой системы изменяется в выбранном интервале с дискретностью $0,38 \text{ см}^2$. Из графика видно, что с изменением сечения литниковой системы изменяется шероховатость, которая достигает стабильности на нижнем уровне ($F = 1,9 \text{ см}^2$) уровне сечения. Этот момент фиксируется в интервале температур $T = 1402 \div 1405^0 \text{ C}$ и для рассматриваемого двухфакторного случая может считаться оптимальным.

Зависимость между поверхностной шероховатостью заготовки (R_z), температурой заливки (T) и минимальным сечением литниковой системы (F) в пространственном изображении дана на рис. 6.

На заключительном этапе работы проведена оптимизация выходных параметров. Для этого, по уравнениям (14), (15), (16), были рассчитаны значения на основном, верхнем и нижнем уровнях действующих на процесс факторов. На их выходных параметрах были сделаны соответствующие выводы и сформулированы рекомендации. В виде примера

расчет для параметра $y_1(R_z)$ проведен в следующей последовательности:

$$\begin{aligned} (y_1)_{\text{осн.}} &= -49,69 + 3,47 \cdot 1405 + 2525,3 \cdot 2,85 + 2295,56 \cdot 0,47 + 18,25 \cdot 4,0 - \\ &\quad - 1,72 \cdot 1405 \cdot 2,85 - 1,06 \cdot 1405 \cdot 0,47 - 235,2 \cdot 2,85 \cdot 0,47 = 340,35 \text{ мкм;} \\ (y_1)_{\text{верх.}} &= -4981,69 + 3,47 \cdot 1430 + 2525,3 \cdot 3,8 + 2295,56 \cdot 0,63 + 18,25 \cdot 5,0 - \\ &\quad - 1,72 \cdot 1430 \cdot 3,8 - 1,06 \cdot 1430 \cdot 0,63 - 235,2 \cdot 3,8 \cdot 0,63 = 249,5 \text{ мкм;} \end{aligned}$$

$$(y_1)_{\text{нижн.}} = -4981,69 + 3,47 \cdot 1380 + 2525,3 \cdot 1,9 + 2295,56 \cdot 0,315 + 18,25 \cdot 3,0 - \\ -1,72 \cdot 1380 \cdot 0,315 - 235,2 \cdot 1,9 \cdot 0,315 = 271,44 \text{ мкм.}$$

Полученные расчетом результаты для параметров $y_2(D)$ и $y_3(\Delta)$ приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Оптимизация параметров литых заготовок

№	Выходные параметры оптимизации	Факторы, действующие на процесс				Результаты, полученные расчетом, мкм	
		Условия проведения эксперимента	$x_1(T)$ $^{\circ}C$	$x_2(F)$ $см^2$	$x_3(A)$ мм		$x_4(\tau)$ с
1	$y_1(R_z)$	Основной уровень $x_i^{(0)}$	1405	2,85	0,47	4	340,35
		Верхний уровень (+1)	1430	3,8	0,63	5	249,5
		Нижний уровень (-1)	1380	1,9	0,315	3	271,44
2	$y_2(D)$	Основной уровень $x_i^{(0)}$	1405	2,85	0,47	4	754,10
		Верхний уровень (+1)	1430	3,8	0,63	5	866,52
		Нижний уровень (-1)	1380	1,9	0,315	3	410,66
3	$y_3(\Delta)$	Основной уровень $x_i^{(0)}$	1405	2,85	0,47	4	125,39
		Верхний уровень (+1)	1430	3,8	0,63	5	142,73
		Нижний уровень (-1)	1380	1,9	0,315	3	96,77

Анализ полученных результатов ясно показывает, что для выходных параметров процесса получения литых заготовок y_1, y_2, y_3 лучшим следует считать тот случай, когда действующие факторы находятся на нижнем уровне, в частности $x_1(T) = 1380^{\circ}C$, $x_2(F) = 1,9 \text{ см}^2$, $x_3(A) = 0,315 \text{ мкм}$, $x_4(\tau) = 3 \text{ с}$, для которых $y_1(R_z) = 271,44 \text{ мкм}$, $y_2(D) = 410,66 \text{ мкм}$, $y_3(\Delta) = 96,77 \text{ мкм}$. Частичное различие параметров шероховатости ($\sim 22 \text{ мкм}$) вполне допустимо, если предположить, что заливка образца осуществляется ручной формовкой.

По проведенной работе можно сформулировать следующие выводы:

1. Из действующих на технологический процесс литых заготовок факторов выделены основные: температура расплава, сечение литниковой системы, зернистость песка и продолжительность заливки; выходными параметрами выбраны: шероховатость поверхности литья, точность размеров, размеры дефектного слоя (корки).
2. Проведено 8 спаренных экспериментов, получены средние значения опытов для выходных параметров $y_1(R_z)$, $y_2(D)$, $y_3(\Delta)$, рассчитаны коэффициенты уравнений регрессии, адекватно описывающих исследуемый процесс заливки расплава и его затвердевания.
3. Определены уровни исследуемых факторов: температура расплава $T = 1380^{\circ}C$, сечение литейной формы $F = 1,9 \text{ см}^2$, зернистость $A = 0,315 \text{ мм}$, продолжительность

заливки $\tau = 3$ с, при которых достигаются оптимальные значения литых заготовок $y_1 = 271,44$ мкм, $y_2 = 410,66$ мкм, $y_3 = 96,77$ мкм.

Список литературы: 1. Лоладзе Т.Н. Основные вопросы оптимизации технологии машиностроительного производства. Тбилиси: Сабчота Сакартвело, 1987. – 250 с. 2. Ментешашвили М.В., Турманидзе Р.С., Зедгинидзе И.Г., Ментешашвили В.Н. Повышение эффективности получения заготовок в условиях мелкосерийного производства // Научно-технический журнал «Интеллекти» №3(17), 2003, стр. 35-39. 3. Ментешашвили М.В., Турманидзе Р.С., Зедгинидзе И.Г., Ментешашвили В.Н. Установление факторов, действующих на процесс получения литых заготовок // Научно-технический журнал «Georgian Engineering News» №4, 2004, стр. 141-159. 4. Ментешашвили М.В., Турманидзе Р.С., Зедгинидзе И.Г., Ментешашвили В.Н. Применение групповых методов в технологическом процессе получения объемно-штампованных и литых заготовок в условиях мелкосерийного производства. Монография. Тбилиси: Технический университет, 2004. – 135 с. 5. Ахназарова С.Л., Кафаров В.В. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии. Москва: Высшая школа, 1985. – 227 с. 6. Зедгинидзе И.Г. Организация и планирование инженерного эксперимента. Тбилиси: Технический университет. «Центр информатизации», 2003. – 223 с. 7. К. Хортман (ГДР), Э. Лецкий (СССР), В.Шеффер (ГДР) и коллектив авторов. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. Москва: Мир, 1977. – 552 с. 8. Лекедемонский А.В., Кваша Д.С. и др. Литейные дефекты и способы их устранения. Москва: Машиностроение, 1972. – 150 с.

Сдано в редакцию 28.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Пругяну О.

ЗАДАЧИ СИСТЕМНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОННЫХ АППАРАТОВ

Ульшин В.А., Смолий В.Н. (ВНУ им. В.Даля, СТИ ВНУ им. В.Даля, г. Луганск, г. Северодонецк, Украина)

Adaptive system, that provide optimal mechanical, electrical and thermal parameters of electronic devises in cycle technological process their production, are proposed.

Исследования, проводимые в отрасли производства электронных аппаратов (ЭА), показали наметившиеся тенденции глобализации взгляда на проблему повышения качества электронных средств, системности в решении проблемы повышения надежности за счет вариации техпроцессов изготовления электронных аппаратов и интеграции производства компьютерной техники по обеспечению связи моделирования с производством. В рассматриваемых системах моделирования электронных аппаратов недостаточное внимание уделяется вопросам анализа надежности электронных аппаратов с учетом влияния системотехнических, компоновочных, конструкторских, тепловых и прочих факторов. В связи с этим, актуальной является проблема развития теории автоматизации техпроцесса производства электронных аппаратов, связанная с наметившимися тенденциями в ее современном видении.

Целью работы является разработка метода синтеза электронных аппаратов на основании итерационных алгоритмов, который обеспечивает рациональность вибрационных, механических, компоновочных, тепловых и пр. показателей конструкций в детерминированной постановке задачи и оптимальность проектирования в стохастической постановке задачи, а также позволяет автоматизировать процесс производства электронных аппаратов.

К задачам исследований относятся:

- исследование влияния вибрационных, механических, компоновочных, тепловых факторов на функционирование электрорадиоэлементов (ЭРЭ), печатных плат (ПП), типовых элементов замены (ТЭЗ), блоков электронных аппаратов;
- исследование и создание критерия компоновки электронного аппарата и его составляющих, интегрирующего, анализирующего и оптимизирующего вибрационные, механические, компоновочные и тепловые характеристики электронного аппарата;
- построение математических моделей ЭРЭ, ПП, ТЭЗ и блоков ЭА при различных типах внешних воздействий и их взаимодействии для их анализа и методов оптимизации их синтеза в произвольной постановке при вибрационных, механических, компоновочных и тепловых воздействиях;
- создание итерационных алгоритмов решения задачи синтеза электронного аппарата с оптимальными параметрами в детерминированной и стохастической постановке процесса автоматизации производства электронного аппарата;
- исследование особенностей моделей описания технологических процессов производства электронных аппаратов, которые позволяют осуществить поиск рациональных параметров электронного аппарата за минимальное время, наименьшее количество итераций, с минимальными потерями при производстве;
- проведение экспериментальных исследований для оценки достоверности предлагаемого метода, разработка рекомендаций и предложений по модернизации существующих техпроцессов производства электронных аппаратов.

Для решения первой задачи необходимо математическое описание иерархии электронного аппарата с точки зрения анализа влияния вибрационных [1], механических, компоновочных и тепловых факторов на его функционирование, и программа моделирования [2] и анализа результатов моделирования. Отметим наличие

многочисленных вариаций в самой структуре элементов ЭА, так и в их сочетаниях. Особенности конструкций учтены в ДСТУ и ГОСТ.

До настоящего времени для иерархии ЭА не сформулирован общий критерий компоновки элементов, позволяющий учесть механические (вибрационные, ударные, резонансные явления и эффекты, возникающих в ходе эксплуатации аппаратуры) воздействия, анализирующий схемотехнические, конструкторские, геометрические, тепловые и др. факторы и позволяющий интеллектуально идентифицировать задачу подстройки под условия эксплуатации ЭА, предвидеть перегрузки и прогнозировать поведение исследуемого объекта во времени. Поэтому разработка и исследование критерия компоновки электронного аппарата является актуальной и одновременно очень сложной задачей.

Для построения математической модели вынужденных колебаний ПП использована теория малых колебаний тонких ортотропных пластин. При построении математической модели учитывается внутреннее трение в ПП по гипотезе Кельвина-Фойхта.

Прогиб ПП удовлетворяет уравнению:

$$\varpi(\xi, \eta) = a^2 \quad (1)$$

$$\nabla_1^4 = \bar{D}_1 \frac{\partial^4}{\partial \xi^4} + 2\bar{D}_3 \frac{\partial^4}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \bar{D}_2 \frac{\partial^4}{\partial \eta^4};$$

где

$\xi = x/a$; $\eta = y/b$ – безразмерные координаты;

$$\bar{D}_1 = \frac{\bar{E}_1 h^3}{12(1 - \mu_1 \mu_2)}; \quad \bar{D}_2 = \frac{\bar{E}_2 h^3}{12(1 - \mu_1 \mu_2)}; \quad \bar{D}_3 = \frac{\bar{E}_1 \mu_2 + 2\bar{G}(1 - \mu_1 \mu_2)}{12(1 - \mu_1 \mu_2)};$$

$\bar{Q}(\xi, \eta, t)$ – интенсивность внешней нагрузки;

\bar{E}_1, \bar{E}_2 – комплексные модули упругости по главным направлениям x и y , соответственно;

\bar{G} – комплексный модуль сдвига;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона;

ρ, h, ψ – плотность, толщина и коэффициент механических потерь ПП.

Функции прогиба и интенсивность внешней нагрузки представим в комплексной форме:

$$\bar{W}(\xi, \eta, t) = \bar{w}(\xi, \eta) e^{i\omega t}; \quad \bar{Q}(\xi, \eta, t) = \bar{q}(\xi, \eta) e^{i\omega t} \quad (2)$$

При подстановке (2) в (1), получаем:

$$\nabla^4 \bar{w} - \bar{k} \omega^2 \bar{w} = \frac{a^4}{D} \bar{q} \quad (3)$$

Решение уравнения (3) ищем с помощью функций влияния $\bar{G}(\xi, \eta, \hat{\xi}, \hat{\eta})$:

$$\bar{w}(\xi, \eta) = a^2 \int_0^1 \int_0^{\gamma} \bar{q}(\hat{\xi}, \hat{\eta}) \bar{G}(\xi, \eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) d\hat{\xi} d\hat{\eta}, \quad (4)$$

где $\gamma = b/a$.

Функция влияния должна удовлетворять граничным условиям, описывающим способы закрепления ПП и дифференциальному уравнению:

$$\nabla_1^4 \bar{G} - \rho h a^4 \omega^2 \bar{G} = a^2 \delta(\xi - \hat{\xi}) \cdot \delta(\eta - \hat{\eta}), \quad (5)$$

где $\delta(\xi - \hat{\xi}), \delta(\eta - \hat{\eta})$ – дельта-функции Дирака.

Решение (5) ищем в виде:

$$\bar{G}(\xi, \eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) = \sum_{n=1}^{\infty} \bar{Y}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) \cdot \sin n\pi\xi \quad (6)$$

Подставив (6) в (5), получаем:

$$\bar{Y}_n^{(IV)} - 2\pi^2 n^2 \bar{k}_{32} \bar{Y}_n^{(II)} + (\pi^4 n^4 \bar{k}_{12} - \bar{k}^2 \omega^2) \bar{Y}_n = 2 \frac{a^2}{D_2} \cdot \sin n\pi \hat{\xi} \cdot \delta(\eta - \hat{\eta}) \quad (7)$$

где $\bar{k}_{32} = \bar{D}_3 / \bar{D}_2$; $\bar{k}_{12} = \bar{D}_1 / \bar{D}_2$; $\bar{k}^2 = a^4 \rho h / \bar{D}_2$.

Общее решение уравнения (7) ищем в виде:

$$\bar{Y}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) = \sum_{j=0}^3 \bar{C}_{jn} \bar{Y}_{jn}(\eta) + \bar{\Phi}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}), \quad (8)$$

где \bar{C}_{jn} - произвольные постоянные, определяемые из граничных условий по η ; $\bar{\Phi}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta})$ - частное решение уравнения (7).

С помощью операционного исчисления получаем:

$$\bar{\Phi}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) = \frac{2a^2}{D_2} \sin n\pi \hat{\xi} \cdot \bar{Y}_{3n}(\eta - \hat{\eta}) \cdot \sigma(\eta - \hat{\eta}) \quad (9)$$

где $\sigma(\eta - \hat{\eta})$ - единичная функция.

Подставляя (9) в (6), будем иметь:

$$\bar{G}(\xi, \eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[\sum_{j=0}^3 \bar{C}_{jn} \bar{Y}_{jn}(\eta) + \bar{\Phi}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) \right] \sin n\pi\xi \quad (10)$$

В работе [3] дано объяснение и математическое описание эффекта резонансного взаимодействия ЭРЭ с ПП, возникающего в процессе функционирования ЭА. Для объяснения эффекта умножения частоты разработана механическая модель ЭРЭ, учитывающая нелинейность упругой связи ЭРЭ с печатной платой. Эта модель описывается дифференциальным уравнением

$$\ddot{x} + 2\beta\dot{x} + f(x) = u_0 \omega^2 \sin \omega t, \quad (11)$$

где x - координата вертикальных колебаний ЭРЭ, $f(x)$ - нелинейная упругая характеристика выводов ЭРЭ, отнесенная к массе m ; $\omega = 2\pi\nu$ - угловая частота вынуждающего воздействия (рад/с); u_0 - амплитуда колебаний планшайбы вибростенда.

Для описания колебаний конструкции ЭА (объекта виброзащиты), установленного на основании посредством системы виброизоляции, воспользуемся выражением для кинетической энергии твердого тела, которая в общем случае определяется соотношением:

$$W_K = \frac{1}{2} m (\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2) + \frac{1}{2} \left(J_X \omega_X^2 + J_Y \omega_Y^2 + J_Z \omega_Z^2 - 2J_{XY} \omega_X \omega_Y - \right. \\ \left. - 2J_{YZ} \omega_Y \omega_Z - 2J_{XZ} \omega_X \omega_Z \right), \quad (12)$$

где m - масса тела; J_X, J_Y, J_Z - моменты инерции тела относительно осей X_1, Y_1, Z_1 соответственно; J_{XY}, J_{YZ}, J_{XZ} - центробежные моменты инерции тела относительно системы координат $O_1 X_1 Y_1 Z_1$; - проекции вектора угловой скорости тела на оси X_1, Y_1, Z_1 , соответственно.

Связь между проекциями вектора угловой скорости, обобщенными координатами и обобщенными скоростями \dot{q}_j определяется кинематическими уравнениями Эйлера:

$$\omega_X = \dot{\phi} + \dot{\psi} \sin \theta; \\ \omega_Y = \dot{\psi} \cos \theta \cdot \cos \varphi + \dot{\theta} \sin \varphi; \\ \omega_Z = \dot{\theta} \cos \varphi - \dot{\phi} \cos \theta \cdot \sin \varphi. \quad (13)$$

Подставим (13) в (12) и представим кинетическую энергию в виде квадратичной формы

$$W_k = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^6 \sum_{l=1}^6 A_{lk} (q_1, q_2, \dots, q_6) \cdot \dot{q}_l \dot{q}_k. \quad (14)$$

Ограничиваясь рассмотрением малых колебаний объекта виброзащиты. Раскладывая коэффициенты инерции A_{lk} в ряд Маклорена по степеням обобщенных координат и сохраняя в этом разложении только члены $a_{lk} = A_{lk}(0, 0, \dots, 0)$, получим выражение

$$w_k = \frac{1}{2} (a_{11} \dot{X}^2 + a_{22} \dot{Y}^2 + a_{33} \dot{Z}^2 + a_{44} \dot{\phi}^2 + a_{55} \dot{\psi}^2 + a_{66} \dot{\theta}^2 + 2a_{45} \dot{\phi} \dot{\psi} + 2a_{56} \dot{\psi} \dot{\theta} + 2a_{46} \dot{\phi} \dot{\theta}), \quad (15)$$

где обобщенные коэффициенты инерции: $a_{11}=a_{22}=a_{33}=m$; $a_{44}=JX$; $a_{55}=JY$; $a_{66}=JZ$; $a_{45}=-JXY$; $a_{56}=-JYZ$; $a_{46}=-JXZ$.

Расчет физических характеристик конструктивно-технологических, электрических и магнитных эффектов (частичных емкостей системы проводников, индуктивностей, коэффициентов взаимоиנדукции и активных сопротивлений) производим методами теории электромагнитного поля для физической модели, адекватной реальной конструкции ПП. Такой моделью является слоистая среда с плоскопараллельными границами раздела слоев. Для расчета паразитных емкостей функция Грина находится как решение уравнения Лапласа для потенциала электрического поля в слоистой среде и имеет вид:

$$G = \frac{1}{4\pi\epsilon_0} \sum_{\chi=0}^k B_{\chi} (\eta^2 + \tau_{\chi}^2)^{-0,5}, \quad (16)$$

где $\eta = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}$; x_0, y_0 — координаты источника электрического поля; x, y — координаты точек пространства, где вычисляется потенциал поля; ϵ_0 — диэлектрическая проницаемость вакуума; τ_{χ} — константы, зависящие от индекса суммирования χ , коэффициенты B_{χ} рассчитываются через функцию F , определяемую при решении уравнения Лапласа из граничных условий для каждой конкретной конструкции ПП, и несущую информацию о размерах и электрофизических свойствах слоев физической модели.

Тепловая модель двухслойной структуры содержит N тепловых источников, расположенных на поверхности подложки с размерами L_x, L_y . Каждый слой: имеет определенную толщину h_n и h_{np} и характеризуется коэффициентами теплопроводности k_n и k_{np} . Распределение теплового поля в пределах анализируемой структуры математически описываем следующим выражением:

$$\nabla^2 T(x, y, z, t) - \frac{1}{D} \frac{\partial}{\partial t} T(x, y, z, t) = 0, \quad (17)$$

где $T(x, y, z, t)$ — значение температуры в зависимости от координат и времени; D — термическая диффузия.

Поскольку рассматриваем стационарное тепловое поле, т. е. установившийся тепловой режим, то (17) примет вид

$$\frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial z^2} = 0. \quad (18)$$

Вторая задача предполагает анализ каждого из факторов и возможностей их вариаций. Вибрационные воздействия связаны с механическими, в частности виброустойчивость является механической характеристикой, ударное воздействие рассматриваем как частный случай вибрационного воздействия, массогабаритные показатели ЭРЭ на ПП приводят к конфликту в расположении двух крупногабаритных

ЭРЭ в непосредственной близости к центру ПП, что при вибрационных воздействиях вызывает резонансные явления, сопровождающиеся нарушением целостности ЭРЭ, топологии ПП и растрескиваниями ПП, а неравномерность заполнения монтажного пространства ПП ЭРЭ приводит к перегруженности активного сечения ПП и в местах максимальной плотности совместного прохождения проводников возможны электромагнитные наводки и тепловые перегрузки и, как следствие, нарушение топологии ПП и ее работоспособности. Вибрационные воздействия на блок ЭА приводит к вибрационным воздействиям на ТЭЗ, потом на ПП, а затем на ЭРЭ, что сопровождается резонансными явлениями, вызывающими также нарушения контактов, целостности ЭРЭ, выходу из строя соединений между ТЭЗ и блоком ЭА и т.п. температурные перегрузки вызывают изменения физических и химических свойств в первую очередь электрических контактов, затем механических креплений и электрических и герметических изоляций.

На данном этапе выполнения работы в детерминированной постановке решение задачи синтеза электронного аппарата с оптимальными вибро-тепло-механическими параметрами предполагается путем применения итерационных алгоритмов, поочередно отрабатывающих вначале иерархию составляющих ЭА, потом соответствующей главной группы факторов, соответствующих приоритету, отражающему условия эксплуатации, а затем непосредственно каждого из факторов. Стохастическая постановка решения задачи синтеза электронного аппарата с оптимальными параметрами в плоскости техпроцесса его производства предполагает решение задачи оптимального управления в рамках адаптивной системы по критерию компоновки, связывающему параметры ЭА и его составляющих с параметрами техпроцесса его производства.

Проведя исследование особенностей моделей описания технологического процесса производства электронных аппаратов, следует отметить, что в детерминированной постановке необходимо отыскать оптимальные параметры электронного аппарата, а в стохастической постановке имеем стохастический характер внешних воздействий на электронный аппарат, который в случае с атомной электростанцией или боевой ракетой может привести к плачевным последствиям. Эти последствия устраняем путем изменения параметров и (или) структуры системы так, чтобы приблизить математическое описание претерпевшей изменения системы к ее исходной модели настолько, чтобы сохранить работоспособность первоначально принятого принципа обратной связи [4]. В качестве «ядра» предлагаемой системы выбираем схему, реализующую принцип обратной связи, а на контур адаптации возлагаем функции коррекции параметров и (или) структуры в зависимости от условий эксплуатации, предварительной компоновки ЭА и пр. факторов, и в соответствии с предлагаемым функционалом качества.

На рис. 1 представлена в общем, виде структурная схема предлагаемой адаптивной САУ. Адаптивно управляющее устройство позволяет осуществить поиск рациональных параметров электронного аппарата за минимальное время, наименьшее количество итераций, с минимальными потерями при производстве, что и составляет критерий управления, в качестве основного управляющего устройства выступает замкнутая система анализа характеристик ЭА и его составляющих, объектом управления является техпроцесс производства электронных аппаратов.

В рассматриваемом техпроцессе изготовления ЭА система адаптации будет работать однократно и в режиме оптимизации качества управления.

Проведение экспериментальных исследований по оценке достоверности предлагаемого метода предполагает исследование техпроцессов производства электронных аппаратов конкретных предприятий отрасли с выполнением их сравнительного анализа, внедрению полученных результатов и разработки рекомендаций и предложений по модернизации существующих техпроцессов.

Сформулирована цель работы, заключающаяся в создании метода синтеза ЭА с оптимальными вибро-тепло-механическими параметрами в детерминированной постановке и обеспечивающего оптимальность процесса проектирования в

стохастической постановке. Поставлены задачи исследований. Приведено математическое описание конструктивных элементов ЭА и процессов происходящих с ними в процессе эксплуатации.

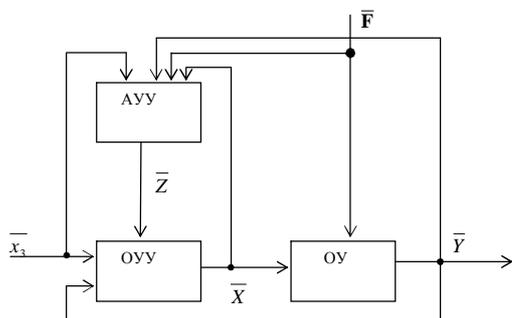


Рис. 1. Структурная схема адаптивной САУ: АУУ - адаптивно управляющее устройство, ОУУ – основное управляющее устройство, ОУ – объект управления

В заключении следует отметить, что решение поставленных задач требует системного подхода так как излишняя щепетильность может привести к неадекватному усложнению задачи, хотя с другой стороны обратное приведет к нарушению поставленных задач, возложенных на предлагаемую адаптивную систему. Для предлагаемого математического аппарата необходимо разработать «переход» к критерию компоновки ЭА и их составляющих, который впоследствии бы «перерос» в критерий качества предлагаемой адаптивной САУ и способствовал ее внедрению в техпроцесс производства ЭА предприятий отрасли.

Список литературы: 1. Смолий В.Н. Автоматизация выполнения функций контроля и обеспечения виброустойчивости типовых элементов замены электронной аппаратуры// Вісник СНУ. - 2002. – №2(48). - С. 258-260. **2.** Смолий В.В., Смолий В.Н. Программное обеспечение для моделирования вибромеханических свойств типовых элементов замены// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 23. – С.132-136. **3.** Генкин Б.И., Смолий В.Н., Охрамович В.К. Ультрагармонические колебания электрорадиоэлементов// Вісник СНУ ім. В. Даля. - 2004. – №12(82). - С. 38-43. **4.** Ульшин В.А., Евстигнеев И.М. Теорія автоматичного управління. Навчальний посібник. – Луганськ: видавництво СНУ ім. В. Даля, 2002. – 146 с.

Сдано в редакцию 28.01.05

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

К ВОПРОСУ СИНТЕЗА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРОВОЛОЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ НА РОТОРНЫХ МАШИНАХ

Чернышев Е. А., Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The article is dedicated to creation of high effective technology of a nail stud forming, which can be applied for machining other wire products, such as rivets. The method is based on processing during transportation of workpieces, that is a technological rotor is used as a part of a rotor line. Rotor machines are known to have high productivity and they can be used for nail production. The principle of rotor run, the points of a press tool kinematics, influence of unwanted forces on a nail stud forming process are considered in the article. Attention is paid to modeling of plastic deformation of a stud because a press tool is tilted with respect to face of a stud during processing. As this problem cannot be solved theoretically, numerical solution based on the finite elements method is used to permit the substantiation of this method.

В народном хозяйстве повсеместно используются стержневые крепежные изделия, которые могут быть как резьбовыми, так и нерезьбовыми. К числу последних относятся гвозди, заклепки, штифты, то есть изделия массового потребления. Сегодня для их производства в основном используются специальные автоматы [1, 2], которые позволяют достичь высокой производительности (до 10 шт/с), но не решают вопроса комплексной автоматизации производства, которая охватывала бы все стадии производственного процесса, начиная с исходных материалов и заканчивая контролем.

Альтернативой специальным автоматам является производство стержневых изделий на автоматических роторных линиях (АРЛ), состоящих из совокупности технологических и транспортных роторов, расположенных в технологической последовательности. Отличительной особенностью АРЛ является обработка заготовки в процессе ее непрерывного транспортирования через рабочую зону ротора совместно с обрабатывающим инструментом, причем производительность ротора напрямую зависит только от транспортной скорости и шагового расстояния и не зависит от технологических параметров операции [3, 4]. Это можно с большой выгодой использовать в производстве стержневых изделий с фасонной головкой, при котором применяется метод пластического деформирования для получения головки.

Для высадки головки требуемой формы необходим технологический ротор, в котором по начальной окружности транспортируются штучные заготовки и пуансоны. В процессе вращения ротора вокруг своей оси в течение некоторого времени происходит высадка головки требуемой формы у заготовки, перемещающейся в разжимной матрице. При этом можно избежать механизма рабочего хода пуансона, если совместить транспортное и технологическое движение.

Целью работы является разработка высокоэффективной технологии формообразования стержневых изделий, обеспечивающей повышение технико-экономических показателей роторных машин за счет единства транспортного и технологического движений, а также обоснование возможности применения этого метода. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: составить принципиальную схему ротора для высадки, исследовать кинематику движения заготовки и инструмента, выявить действующие при высадке силы и установить их влияние на процесс, разработать математическую модель процесса высадки головки.

Рассмотрим принципиальную схему ротора для высадки головки гвоздя, которая в зависимости от формы матрицы может быть плоской или конической. Пусть размеры гвоздя соответствуют конической форме головки. Окружность 1 наклонена под углом ω к

окружности 2 того же диаметра (рис.1). При этом обе окружности вращаются, так что если связать систему координат с какой-либо точкой на одной из окружностей, то ось вращения другой окружности будет описывать круговой конус, то есть будет происходить прецессия. Угол ω является углом нутации и определяет угол наклона образующей этого конуса к его оси.

В роторной машине ось собственного вращения и ось, вокруг которой происходит прецессия, могут быть реализованы в виде валов, перекошенных под некоторым углом. Если по окружности 2 транспортировать заготовки, ось которых параллельна оси главного вала ротора, а по окружности 1 – инструменты, то транспортное движение инструмента одновременно будет технологическим. В некоторой точке, когда расстояние между двумя окружностями станет равным высоте деформируемой части заготовки, произойдет касание инструмента с заготовкой. По мере вращения будет происходить высадка до точки касания начальных окружностей.

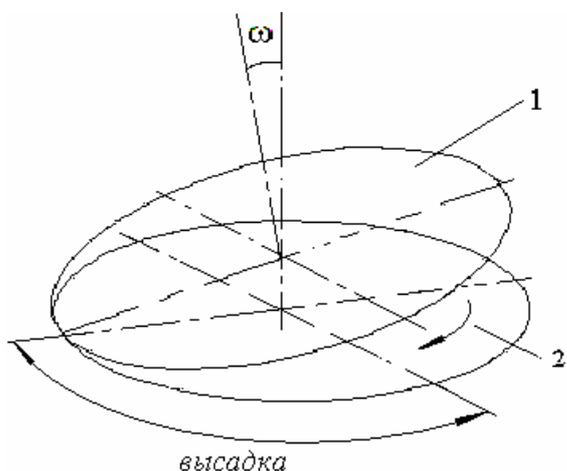


Рис.1. Принципиальная схема ротора с совмещением движений

Следует отметить, что такая кинематика не может быть реализована без угла наклона пуансона к торцу заготовки. При этом угол наклона будет зависеть от конструкции несущей планшайбы (рис.2). Окружность 1 реализуется планшайбой с конической поверхностью, на которой по окружности устанавливаются пуансоны, причем угол наклона образующей конуса к торцу должен быть равен углу нутации: в этом случае в конечном положении торец пуансона будет перпендикулярен оси гвоздя.

Взаимное положение двух декартовых систем координат с одним началом координат однозначно определяется тремя углами Эйлера – прецессии Ψ_1 , нутации

ω и собственного вращения Ψ_2 . Если при движении угол нутации ω остается постоянным, то имеет место постоянная (регулярная) прецессия.

Связав систему координат $x_1y_1z_1$ с окружностью 1 (рис.1), реализуемой наклонной планшайбой, а систему

$x_2y_2z_2$ - с диском, транспортирующим заготовки в разжимных матрицах, получим связь между координатами в относительных движениях [4, 5]:

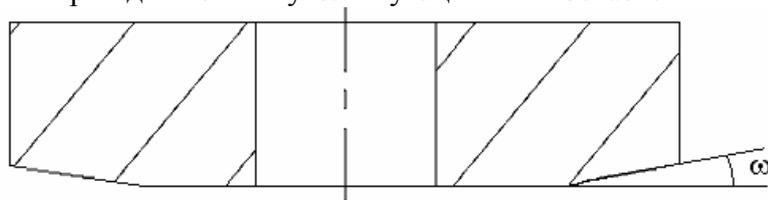


Рис. 2. Схема несущей планшайбы

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cdot \left(1 - 2 \cos^2 \frac{\omega}{2}\right) - y_1 \cdot \sin 2\psi + z_1 \cdot \cos \psi \cdot \sin \omega \\ y_2 = -x_1 \cdot \sin 2\psi \cdot \sin^2 \frac{\omega}{2} + y_1 \cdot \left(1 - 2 \sin^2 \psi \cdot \sin^2 \frac{\omega}{2}\right) + z_1 \cdot \sin \psi \cdot \sin \omega \\ z_2 = -x_1 \cdot \cos \psi \cdot \sin \omega - y_1 \cdot \sin \psi \cdot \sin \omega + z_1 \cdot \cos \omega \end{cases}, (1)$$

Здесь угол Ψ равен углам Ψ_1 и Ψ_2 : это условие вытекает из равенства угловых скоростей планшайбы и диска, так как передаточное отношение торцевой муфты, передающей вращение, равно единице.

Как показывают геометрические расчеты, для высадки конической головки гвоздя диаметром 5 мм и высотой 2 мм исходная проволока диаметром 2,5 мм должна выступать над торцом матрицы на 3,5 мм. В этом случае деформируемый металл заполнит полость матрицы под головку. Если высадка происходит в течение четверти оборота ротора, то угол нутации ω составит $0^{\circ}50'$.

Определим траекторию, по которой будет двигаться точка на торце пуансона в процессе высадки относительно заготовки [5]. Расчетная схема приведена на рис.3.

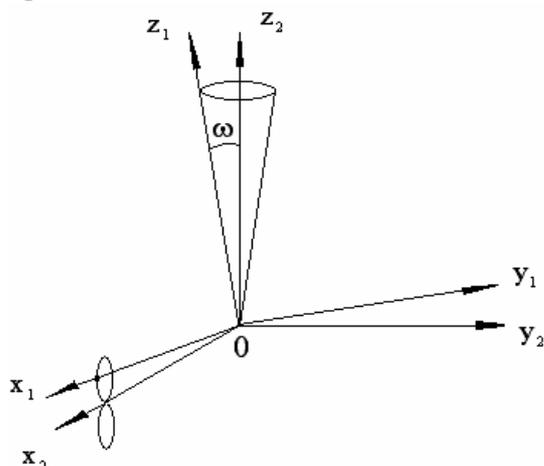


Рис. 3. Расчетная схема к построению траектории инструмента

Пусть относительно системы координат $X_2Y_2Z_2$ совершает регулярную прецессию система координат $X_1Y_1Z_1$, обозначающая наклонную планшайбу с инструментами (рис.2). Система $X_2Y_2Z_2$ связана с главным валом ротора. Рассмотрим движение точки А ($X_1;0;0$) относительно системы координат $X_2Y_2Z_2$. Координата X_1 равна радиусу начальной окружности ротора: $X_1=240$ мм для ротора с диаметром начальной окружности 480 мм.

Траектория, которую описывает точка А (пуансон) относительно системы $X_2Y_2Z_2$ (заготовка), определяется системой уравнений (1), в которой вторые и третьи слагаемые равны нулю, так как равны нулю соответствующие координаты.

Длина L проекции отрезка ОА (рис.3) на плоскость Y_2OZ_2 изменяется следующим образом:

$$L(\psi) = \sqrt{y_2(\psi)^2 + z_2(\psi)^2},$$

где $y_2(\psi)$ и $z_2(\psi)$ - функции (1), в которых вторые и третьи слагаемые равны нулю.

Траектория относительного движения пуансона представлена на рис.4.

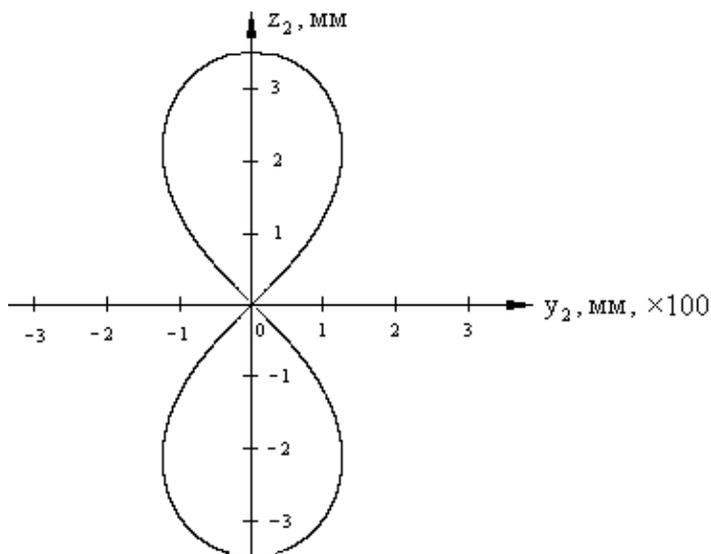


Рис.4. Проекция на плоскость Y_2Oz_2 траектории движения точки инструмента, лежащей на начальной окружности ротора

Заметим, что траекторию движения точки инструмента на плоскости точно построить нельзя, так как она лежит на сфере, радиус которой равен радиусу начальной окружности ротора. Представленная на рис.4 проекция является параллельной, но пренебрежимо мало отличающейся от проекции Меркатора, так как исследуемая траектория видна из центра сферы под очень малым углом – двойным углом нутации.

Из графика видно, что движение пуансона относительно заготовки может быть с большой степенью точности представлено как возвратно-поступательное движение. Таким образом, с точки зрения кинематики регулярной прецессии метод совмещения движений не содержит существенных отличий от традиционного простого способа высадки.

Проведем также силовой анализ формообразования головки как наиболее энергоемкой стадии технологического процесса. В общем случае при увеличении производительности возрастает нагруженность привода, имеют место динамические колебания. Сталкиваясь с этим уже на стадии создания машины, нередко приходится уменьшать производительность, что допустимо лишь в незначительных пределах. Поэтому важно определить законы изменения действующих сил.

Рассматривая действующие при высадке силы, определим характер изменения угла наклона пуансона к торцу заготовки (выступающей части проволоки). Угол наклона пуансона разделим на две составляющие: в радиальной и в касательной плоскостях [6]. Радиальной назовем плоскость, проходящую через радиус начальной окружности 2 (рис.1) перпендикулярно плоскости начальной окружности; касательной назовем плоскость, перпендикулярную начальной окружности и имеющую с ней одну общую точку.

Обозначим эти углы γ_r, γ_k соответственно. Угол поворота ротора обозначим Ψ .

В работе [7] проведен анализ изменения этих углов при вращении ротора. Полученные зависимости можно приближенно заменить линейными, что значительно упростит их вид, не оказывая существенного влияния на точность расчетов. Таким образом, можно привести график изменения углов γ_r, γ_k от угла поворота ротора Ψ (рис.5).

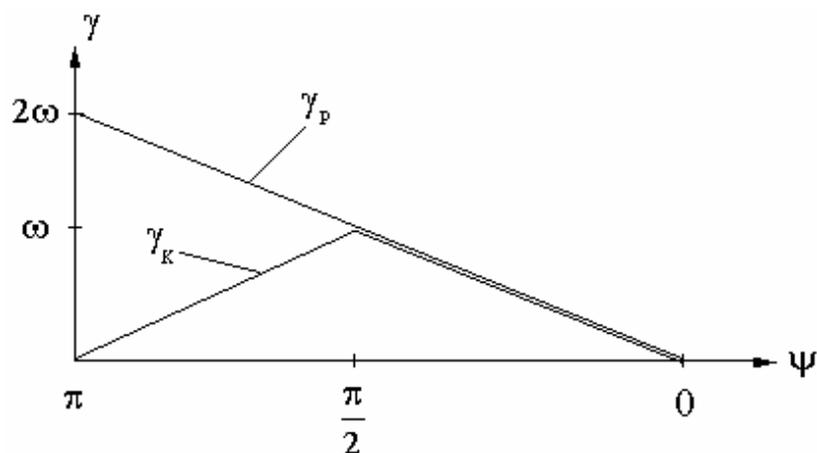


Рис.5. Изменение углов наклона от угла поворота ротора

Представленные графики (рис.2.5) позволяют вывести приближенные уравнения вида $\gamma_r = f_1(\Psi)$, $\gamma_k = f_2(\Psi)$:

$$\begin{cases} \gamma_p = 2 \cdot \omega \cdot \frac{\Psi}{\pi}, \\ \gamma_k = 2 \cdot \omega \cdot \frac{\Psi}{\pi}, \text{ при } \psi = 0 \dots \frac{\pi}{2}, \\ \gamma_k = 2 \cdot \omega \cdot \frac{\pi - \Psi}{\pi}, \text{ при } \psi = \frac{\pi}{2} \dots \pi. \end{cases} \quad (2)$$

Определив изменение углов в процессе высадки, рассмотрим действующие на заготовку силы. Общую силу высадки P разложим на три составляющие (рис.6): нормальную P_n , радиальную P_r и касательную P_k .

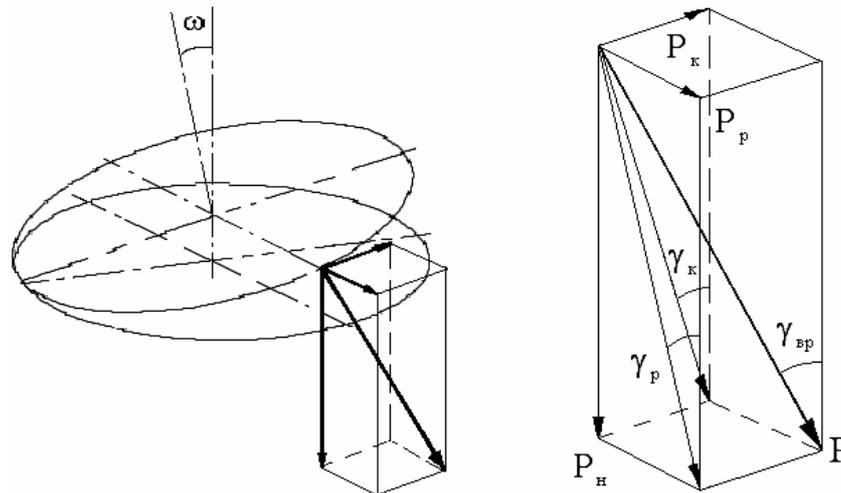


Рис.6. Действующие силы при высадке

Нормальная составляющая P_n является полезной силой, которая производит высадку головки гвоздя, так как направлена вдоль оси заготовки. Две другие составляющие являются вредными силами, которые обусловлены кинематикой.

Радиальная сила P_r лежит в радиальной плоскости и направлена по радиусу от центра начальной окружности, следовательно, пытается оттолкнуть заготовку от центра в радиальном направлении. Действие касательной составляющей состоит в том, что эта сила, будучи расположенной в касательной плоскости, пытается оттолкнуть заготовку, причем в направлении, противоположном вектору линейной скорости.

Найдем зависимости изменения вредных сил P_r , P_k от углов γ_p, γ_k (2). Для этого составим систему уравнений, используя параллелепипед сил (рис.6):

$$\begin{cases} P_r^2 + \frac{P_n^2}{\cos^2 \gamma_k} = P^2, \\ P_k^2 + \frac{P_n^2}{\cos^2 \gamma_p} = P^2, \end{cases}$$

из которой следует, что

$$P_P = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma_P}{\sqrt{\frac{1}{\cos^2 \gamma_P} + \frac{1}{\cos^2 \gamma_K} - 1}}, \quad P_K = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma_K}{\sqrt{\frac{1}{\cos^2 \gamma_P} + \frac{1}{\cos^2 \gamma_K} - 1}}$$

Можно заметить, что при малом угле нутации ω приведенные зависимости

$$P_P = P \cdot \gamma_P, \quad P_K = P \cdot \gamma_K$$

сильно упрощаются. Суммарная вредная сила при этом равна геометрической сумме радиальной и касательной составляющих.

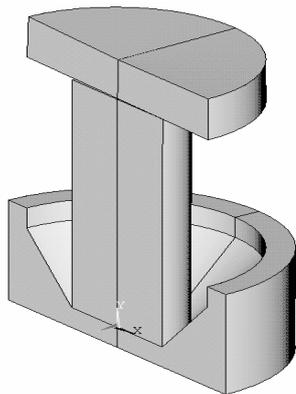


Рис.7. Аксонометрия расчетной схемы высадки в разрезе

Чтобы иметь полное представление об изменении вредных сил, необходимо также знать закон изменения общей силы высадки P . Для этого используем программу ANSYS, основанную на методе конечных элементов. Будем рассматривать высадку части проволоки в полость матрицы, соответствующую форме конической головки гвоздя (рис.7). Остальной длиной проволоки пренебрежем. Цель расчета: найти закон изменения общей силы высадки и установить характер протекания процесса [7].

Исходные данные:

- 1) обрабатываемый материал – сталь Ст.3 с пределом текучести 240 МПа и нелинейным упрочнением до 750 МПа при степени деформации 0,65 в конце высадки [2];
- 2) материал пуансона и матрицы – абсолютно жесткий;
- 3) коэффициент трения металла по поверхности матрицы и пуансона – 0,1.
- 4) угол наклона пуансона к торцу заготовки $1^{\circ}11'$, что соответствует высадке в течение четверти оборота ротора при угле нутации $\omega = 0^{\circ}50'$. Угол наклона не изменяется при высадке, то есть рассматривается худший вариант.

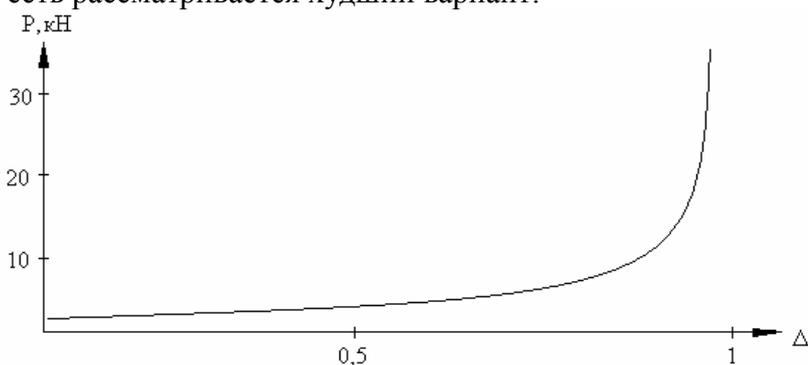


Рис. 8. График изменения общей силы высадки

Получена следующая зависимость общей силы от доли высадки Δ (рис.8). Из графика видно, что общая конечная сила высадки, равная 35 кН, плавно и очень медленно изменяется на протяжении большей части процесса, резко возрастая в конце, когда угол наклона пуансона уже близок к нулю.

Математическая модель [7] говорит о том, что, несмотря на резкое увеличение силы высадки – а вместе с ней и вредных сил, – форма головки гвоздя (рис.9) ничем не отличается от полученной простым способом. Вероятно, резкое увеличение силы высадки

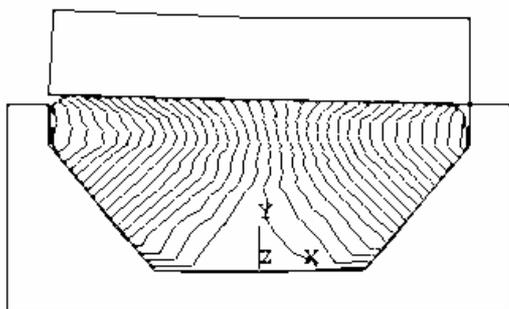


Рис.9. Форма высаженной головки

в конце уже не может повлиять на результат, так как металл заполняет почти всю матрицу.

Таким образом, формообразования проволочных изделий можно осуществлять на роторных машинах. В результате проведенных исследований разработана принципиальная

схема роторной машины, предполагающая нетрадиционную конструкцию, в которой транспортное движение одновременно является технологическим. Это позволяет избежать механизма рабочего хода инструмента, повышая надежность работы ротора.

Особенность кинематики движения инструмента состоит в том, что инструмент совершает сложное движение относительно заготовки: траектория представляет собой восьмерку, лежащую на сфере. Но за счет малого угла нутации движение инструмента очень близко к плоскому возвратно-поступательному движению. При высадке головки имеют место радиальная и касательная вредные силы, которые, однако, убывают до нуля, так что конечный результат – форма высаженной головки – ничем не отличается от высадки простым способом. Полученная математическая модель говорит о том, что по истечении 10% высадки процесс течения металла принимает симметричный характер. Следовательно, данный метод формообразования принципиально может быть реализован.

Список литературы: 1. А. А. Королев, Л. С. Кохан, И. И. Киреев. Высокопроизводительное оборудование для производства гвоздей. - М.: Черметинформация, 1971.- 38 с. 2. Г. А. Навроцкий. Холодная объемная штамповка. Справочник. – М.: Машиностроение, 1973. - 628 с. 3. Кошкин Л. Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1986. - 320 с. 4. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем. - Донецк: ДонНТУ, 2002. -379 с. 5. Михайлов А.Н., Седиков Р.С., Ландик В.И., Муравья Е.С. Разработка структурного обеспечения процесса проектирования автоматических роторных линий для производства самостопающихся гаек// Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1999. Вып. 8. С. 160 - 164. 6. Чернышев Е.А., Хасхачих С.Н. Кинематический анализ технологического ротора с наклонной планшайбой для высадки// Студенческий научно-технический журнал «Инженер». – Донецк: ДонНТУ, 2004. С. 63 – 66. 7. Чернышев Е.А., Михайлов А.Н. Влияние плоскопараллельного движения пуансона на процесс пластической высадки в роторе// Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов междунар. научно-техн. конференции в г. Севастополь. - Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 27. С. 222 - 223.

Сдано в редакцию 19.01.05

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

ВЛИЯНИЕ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ НА ПРОЦЕСС СПЕКАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Шарифов 3.3., Садыгов В.Б. (*Азербайджанская Государственная Морская Академия,
г. Баку, Азербайджан*)

Review of experimental works was given, in which the effect of impede of caking process in shown in the presence of dispersion particles of the second phase. Extensive composition of dispersion, which may cause the impede of caking process, allows to assume that their physical presence, and not chemical nature, is responsible for observed effect.

В настоящее время существует много экспериментальных работ, в которых отмечается эффект замедления процесса спекания металлов в присутствии мелкодисперсных, инертных, стабильных частиц. В работах [1, 2, 3] отмечается торможение или полная остановка процесса спекания Cu, Ni, Co или Fe в присутствии дисперсных частиц графита или других графитсодержащих частиц. В общем случае, эффект торможения повышается при увеличении объема фракций частиц вплоть до значения объема в несколько процентов. При более высоких значениях количества дисперсоида результаты экспериментов становятся нестабильными. При одном и том же объеме фракций частиц ряд дисперсоидов оказывается более эффективными, чем другие. В простейшем случае, это можно отнести на счет эффекта влияния размера частиц дисперсоида, который часто не контролировался при проведении экспериментов. Кроме того, такое поведение может быть связано с природой и свойствами фазовой границы между матрицей и частицами. Однако достаточно большой набор дисперсоидов, которые в разной степени приводят к торможению процесса спекания, позволяет предположить, что именно физическое присутствие дисперсоида, а не его химическая природа, приводят к торможению спекания.

Целью настоящей статьи является выяснение причин взаимодействия дисперсоидов и матрицы материала при спекании и определение эффекта спекания за счет природы дисперсоида.

Присутствие дисперсных частиц в одном случае приводит к торможению процесса спекания, то есть а рост шейки частиц сопровождается без признаков уплотнения, а в другом - происходит заполнение пор, а следовательно и уплотнение прессовки. Однако наибольший эффект присутствие дисперсных частиц оказывает на механизмы спекания, приводящие к уплотнению. В экстремальных случаях, когда некоторый рост шейки хотя и наблюдается, процесс уплотнения подавляется полностью.

Причины торможения или подавления процесса спекания в присутствии дисперсных частиц можно разбить на три больших класса гипотез.

Первый класс исходит из того, что большинство механизмов спекания контролируется диффузией, тогда возникает вопрос, не могут ли частицы тормозить диффузию в кристаллической решетке. Результаты многочисленных анализов [3] позволяют утверждать, что присутствие небольшого объема дисперсных частиц наиболее вероятно привело бы к ускорению, а не к торможению процессов диффузии.

Второй класс исходит из того, что поскольку распределение частиц затрудняет пластическое течение, то не может ли замедление процесса спекания в присутствии дисперсных частиц быть обусловленным влиянием введенных частиц на пластичность матрицы. Экспериментальные данные четко подтверждают точку зрения, что в отсутствии приложенных нагрузок или давления, пластичность (включая неустановившуюся ползучесть) оказывает заметное влияние только на самой ранней стадии процесса спекания. Следовательно, данная гипотеза, не лишена оснований и включенная в

общую схему процесса спекания, всё-таки не может объяснить существенного влияния дисперсных частиц на всех стадиях процесса спекания.

Третий класс исходит из того, что частицы вступают во взаимодействие с источниками диффузионных потоков материала или со стоками, к которым данный материал диффундирует.

Для практического подтверждения какого – либо из предложенных гипотез проводили экспериментальные исследования по спеканию восстановленного железа с добавками медненных кокса, графита и сажи проводили при температурах в диапазоне от 800 до 1490⁰С и выдержках от 1 до 300 ч. Результаты экспериментов отображены в области заштрихованных участков на диаграммах спекания, приведенных на рис. 1 и 2 расчет которых проводился с помощью данных, приведенных в таблице и с использованием свойств соответствующих материалов.

Таблица 1 - Характеристики порошков железа и медненных порошков кокса, графита и сажи

Материал	Восстановленное железо	Медненные порошки кокса, графита и сажи
Радиус гранулы порошка, R(м)	$6 \cdot 10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-6}$
Объем фракции частиц, f	-	0,0135
Диаметр частиц, d(м)	-	$4 \cdot 10^{-8}$

Диаграмма чистого железа имеет три фазовые области. Диффузионный перенос осуществляется более быстро в α и δ - железе по сравнению с плотноупакованным γ -железом, в результате чего на температурной границе раздела фаз наблюдается резкий скачок скорости процесса спекания, и возникает резкое снижение скорости процесса спекания при увеличении температуры с 900 до 1000⁰С и резкое возрастание скорости процесса между 1350 и 1400⁰С.

Вследствие того, что углесодержащие медненные порошки физически смешивались с порошком железа, интерпретация данных, полученных на прессовках железа + медненного углесодержащего порошка весьма затруднена. Это связано с тем, что медненный порошок оказывается неравномерно распределенным по заготовке. Кроме того, частицы рассмотренных медненных порошков имеют тенденцию к укрупнению в течение процесса спекания [4, 5]. Установлено, что введение каждого из этих порошков приводит к торможению процесса спекания, однако присутствие порошка медненного кокса оказывается наиболее эффективным. Анализ процесса спекания в присутствии частиц медненного кокса можно провести по диаграмме, приведенной на рис. 2. Из рисунка видно, что достаточно быстро достигается предельное значение радиуса шейки $x/a = 0,33$, после чего процесс спекания заканчивается. Предельная плотность прессовки, которую можно рассчитать из этого условия, составляет 0,75%. Таким образом, в данном случае присутствие частиц медненного кокса очень сильно влияет на процесс спекания [6].

Из утвердившейся теории спекания порошковых материалов, основанной на процессах диффузии вакансий и диффузионно – вязкого течения металла частиц, следует, что процесс спекания состоит из трех стадий:

взаимного приспекания частиц, сопровождающегося увеличением площади контакта между частицами и стягиванием их между собой на этой стадии частицы сохраняют свою структурную индивидуальность, а их межчастичные границы практически сохраняют исходное состояние.

образования единого пористого тела, представляющего собой совокупность беспорядочно перемешивающихся частиц металла, порошка и пор; поры на этой стадии

спекания в основном сообщаются между собой, а межчастичные исходные границы изменяют свою форму по отношению к состоянию после прессования;
 уплотнения объема металла за счет уменьшения общей пористости и образования изолированных пор.

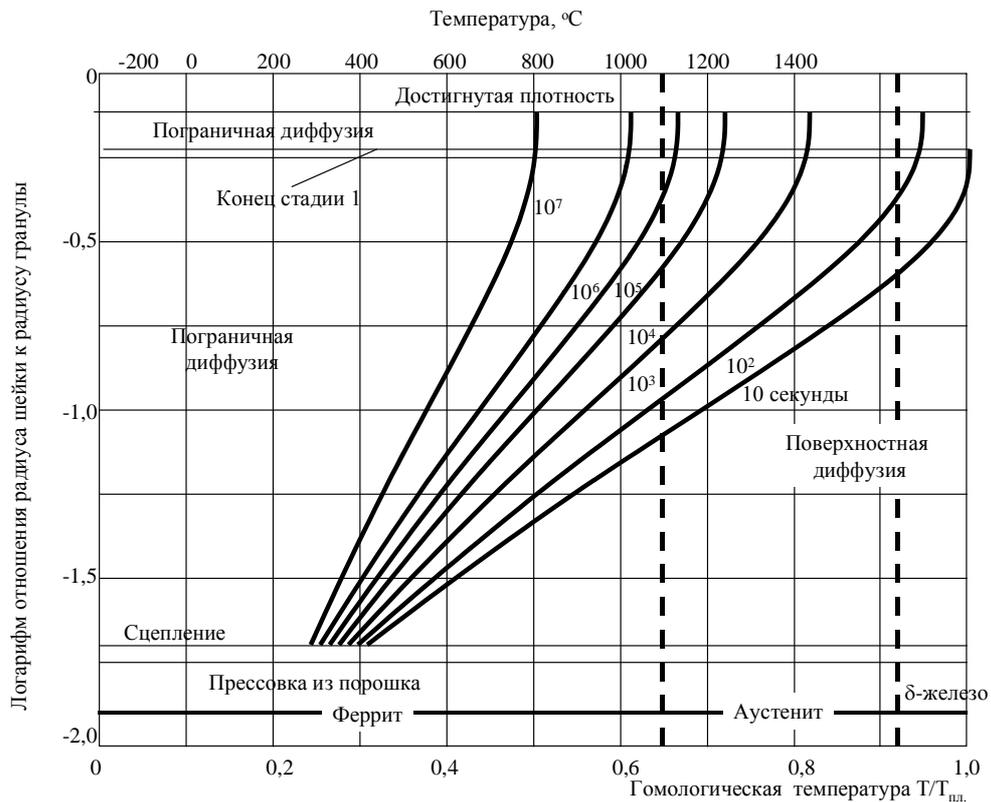


Рис. 1. Диаграмма спекания железа

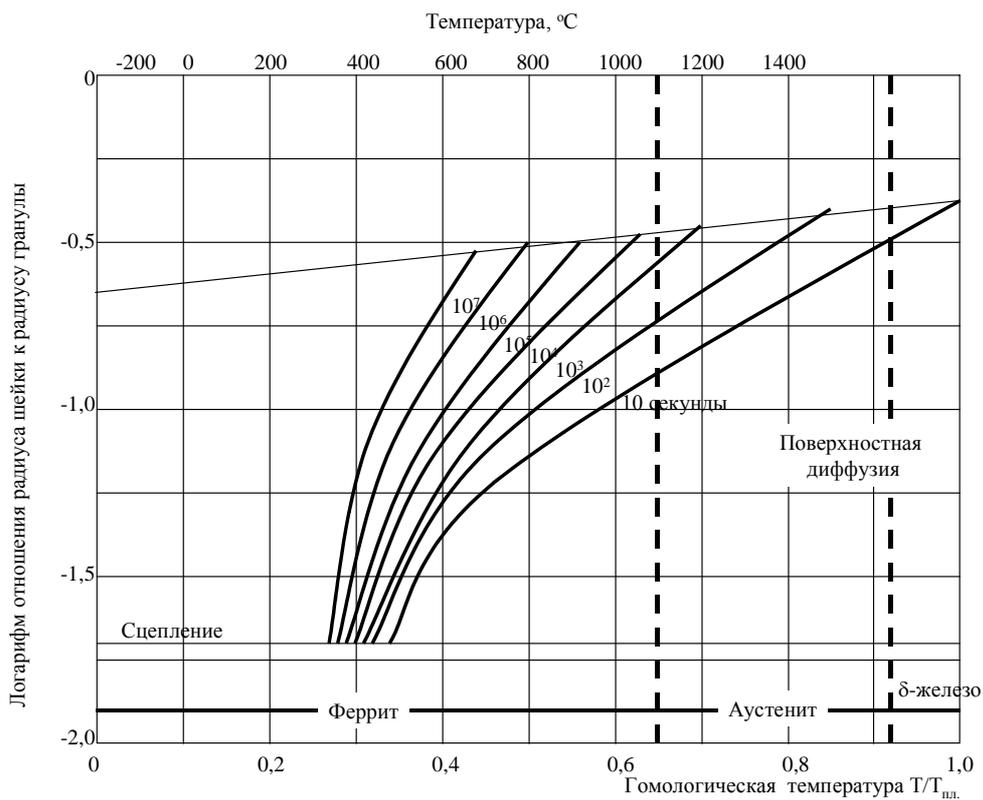


Рис. 2. Диаграмма спекания железа с добавкой медненного кокса

На последней стадии наблюдается интенсивный рост контактов между частицами и их качественное изменение, связанное с образованием металлической связи между частицами, основы и дисперсоида, которая в зависимости от природы металла и условий спекания проявляется с образованием «мостиков» между частицами либо сплошных контактов с металлической связью. Образование металлической связи способствует усадке, собирательной межчастичной рекристаллизации и слиянию отдельных частиц в единое тело.

Хотя в порошковом металле каждая частица контактирует с несколькими частицами, процесс роста межчастичных контактов в первом приближении может считаться локальным, а поэтому основные его черты можно проследить на двух частичной – модели, то есть на предложенной нами модели металлическая частица – дисперсоид.

Если две сферические частицы, контактирующие в одной «точке» нагреть до температуры, при которой диффузионная подвижность атомов и упругость паров будут достаточно велики, то «самопроизвольный» рост площади контакта между ними может происходить посредством механизма:

а) вязкого течения металла частиц, когда вследствие направленного кооперативного перемещения атомов из объема частиц к месту их контакта увеличивается площадь контакта и происходит сближение центров частиц.

б) объемной диффузии, когда стоком избыточных вакансий, возникающих вблизи вогнутой поверхности контакта, является выпуклая поверхность частиц, в этом случае, в соответствии с направлением диффузионных потоков, рост площади контактов не сопровождается сближением центров частиц;

в) объемной диффузии, когда стоками избыточных вакансий является граница между зернами частиц; рост площади контакта сопровождается сближением центров частиц;

г) поверхностной диффузии, когда перенос вещества происходит вследствие диффузии атомов от выпуклых к вогнутым участкам поверхности контакта, центры частиц не сближаются;

д) переноса вещества через газовую фазу под действием разности равновесных давлений пара вблизи вогнутых и выпуклых участков поверхности контактирующих частиц; сближение центров частиц не происходит;

е) действия приложенных внешних сил, вызывающих течение металла частиц в приконтактной области; центры частиц сближаются.

Заключение:

1. Обширный набор дисперсоидов, которые могут приводить к торможению процесса спекания, позволяет предположить, что их физическое присутствие, а не химическая природа, является ответственным за наблюдаемый эффект. Эксперименты показывают, что присутствие частиц тормозит как процессы, приводящие к уплотнению, так и процессы, приводящие лишь к простому росту шейки. Однако можно отметить, что механизмы процессов, приводящих к уплотнению, подвержены большому влиянию дисперсных частиц.

2. Влияние дисперсоида может быть обусловлено тем, что наличие дисперсных частиц подавляет эффективность источников и стоков, между которыми осуществляется перенос материала. Хорошо смачиваемые частицы, приводят к тому, что поверхность металла, содержащая такие частицы, становится менее эффективным источником материала. Это объясняется тем, что по мере того как поверхность начинает отступать, частицы начинают отделяться от нее, а этот процесс требует дополнительных затрат энергии на создание их свободной поверхности.

Список литературы: 1. Гегузин Я.Е. Почему и как исчезает пустота. - М., Наука, 1983. - 191 с. 2. Johns W. Fundament principles of powder Metallurgy. L., 1960, - 780 p. 3. Ивенсен В.А. Кинетика уплотнения металлических порошков при спекании. - М.:

Металлургия, 1971. - 265 с. **4.** Карим А. В кн. Сверхмелкое зерно в металлах. - М.:
Металлургия, 1995. С. 229-275. **5.** Скороход В.В. Реологические основы теории спекания.
– Киев: Наукова Думка, 1992. - 149 с. **6.** Шарифов З.З. Теоретическая модель процесса
спекания металлических порошков в присутствии частиц второго компонента. Диссерт. на
соиск. док. тех. наук, 2004. – Баку: АзТУ.

Сдано в редакцию 21.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Пругяну О.

ФЕРРОЗОНДОВЫЙ КОНТРОЛЬ СВАРНОГО ШВА В ТРУБНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Швец С.Н., Мирошников В.В., Абу Шакра Марван
(ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина)

The construction of multiple-unit ferrobrobe defectoscope for the control of the tubes wends in technological torrent is proposed. The block of ferrobrobe converters works in applies alternating magnetic field, that assures revelation all of types wend defects.

Введение

Вихретоковый контроль электросварных труб обеспечивает непрерывный контроль трубы по всему периметру. Однако, низкая чувствительность самого метода контроля позволяет выявлять дефекты, которые соответствуют диаметру сквозного отверстия от 1,2 мм и выше в зависимости от диаметра контролируемой трубы. Учитывая, что до 90% всех дефектов в трубе образуется в зоне сварного шва, то существует объективная необходимость контроля непосредственно сварного шва. Многообразие дефектов сварного шва [1] создает существенные проблемы их выявления вихретоковым методом. Это в первую очередь относится к внутренним дефектам, которые, тем не менее, в процессе эксплуатации трубы приводят к нарушению герметичности сварного шва. Поэтому для выявления дефектов сварного шва, за исключением крупных, таких как непровар, прожог, применение вихретокового преобразователя становится неэффективным.

Для решения этой задачи разработан ряд магнитных дефектоскопов [2,3,4], предназначенных для контроля непосредственно области сварного шва. В качестве магниточувствительных элементов в них используются: датчик Холла, феррозонд, нелинейная индуктивность – и измеряют они постоянное магнитное поле рассеяния дефекта. Несмотря на то, что данная проблема решается с 60-х годов прошлого столетия, созданные дефектоскопы не нашли широкого применения на трубопрокатных заводах, хотя примерно каждые 10–15 лет появляется новая или усовершенствованная модель этих дефектоскопов. Объясняется это, прежде всего тем, что область сварного шва очень неоднородна по структуре, а следовательно и по магнитным характеристикам. Это приводит к большой неоднородности магнитного поля рассеяния сварного шва, что и маскирует поле рассеяния встречающегося дефекта. Для надежной регистрации полей рассеяния дефектов необходимо скомпенсировать сигнал магнитной неоднородности зоны сварного шва. Для этих целей вводят дополнительный блок магниточувствительных элементов, работающих в режиме полемера. Их выходной сигнал призван скомпенсировать начальное напряжение измерительных преобразователей, вызванное неоднородностью магнитного поля сварного шва. Это позволило бы увеличить коэффициент усиления тракта обработки выходного сигнала измерительных преобразователей, и тем самым повысило бы их чувствительность. При этом на электронный тракт схемы обработки выходного сигнала магниточувствительного элемента действуют промышленные помехи, величина которых может достигать 120 мВ на 1 м провода с нагрузкой 100 Ом. Поэтому путь повышения чувствительности за счет повышения коэффициента усиления с начальной компенсацией сигнала неперспективен.

Таким образом, чувствительность разработанных дефектоскопов, которая по определению на два порядка выше, чем у вихретокового дефектоскопа с проходным преобразователем, для области сварного шва становится практически соизмеримой с чувствительностью вихретокового метода.

Другой причиной, сдерживающей применение дефектоскопа для контроля сварного шва в потоке производства, является сложная система сканирования датчиком области сварного шва. А применение многоэлементных преобразователей приводит к сложной схеме обработки их выходного сигнала. При этом выход из строя одного или нескольких преобразователей и их замена требует трудоемкой процедуры настройки и тарировки в лабораторных условиях всего преобразователя.

Учитывая выше сказанное, на сегодняшний день проблема контроля сварного шва труб требует дальнейшего развития и становится более актуальной в свете повышения требований к качеству выпускаемой продукции и её конкурентоспособности, как на внутреннем, так и на внешнем рынке.

Цель представленной работы – дальнейшее развитие и совершенствование дефектоскопов, способных в непрерывном режиме контролировать зону сварного шва с высокой разрешающей способностью.

Поставленные задачи: создание подобного дефектоскопа путем объединения в одном приборе характеристик и свойств магнитного и электромагнитного метода контроля. Для этого феррозонд работает одновременно в постоянном и переменном магнитном поле, что позволяет повысить его чувствительность к выявляемым дефектам и отстроится от мешающих факторов магнитнеоднородной области сварного шва.

Основное содержание и результаты работы

Поставленная задача решается путем создания магнитного феррозондового дефектоскопа, работающего в переменных магнитных полях. Информационным параметром для него является электромагнитное поле вихревых токов, наведенных в контролируемом объекте, частотой от 500 Гц до 5 кГц. Структурная схема дефектоскопа ДСШ–5М представлена на рис. 1. В основу работы дефектоскопа положен принцип выделения информационного сигнала феррозонда, работающего на второй гармонике.

Подмагничивающее электромагнитное поле создается системой катушек Гельмгольца, а частота выбирается исходя из контролируемого материала и толщины стенки трубы. Традиционно, чтобы исключить влияние магнитных свойств, участок контроля помещается в сильное постоянное магнитное поле, при этом не обязательно доводить контролируемый участок до насыщения [5], чтобы получить максимальную величину поля от вихревого тока.

Дефектоскоп состоит из электромагнитного блока, блока феррозондовых преобразователей и исполнительного устройства.

На обмотки возбуждения феррозонда подается синусоидальное напряжение от генератора возбуждения феррозонда (ГВФ). Задающий генератор (ЗГ) формирует прямоугольные импульсы частотой 60 кГц, которые поступают на делитель частоты (ДЧ), имеющий коэффициент деления два. Импульсы с частотой 30 кГц поступают дальше на модуль формирования синусоидального напряжения (ФСН), выполненного на базе ЦАП (AD 5341), что обеспечивает минимум нелинейных искажений. Сформированный синусоидальный сигнал подается на многоканальный усилитель мощности (МУМ), число каналов которого определяется числом феррозондов, а нагрузкой служат обмотки возбуждения.

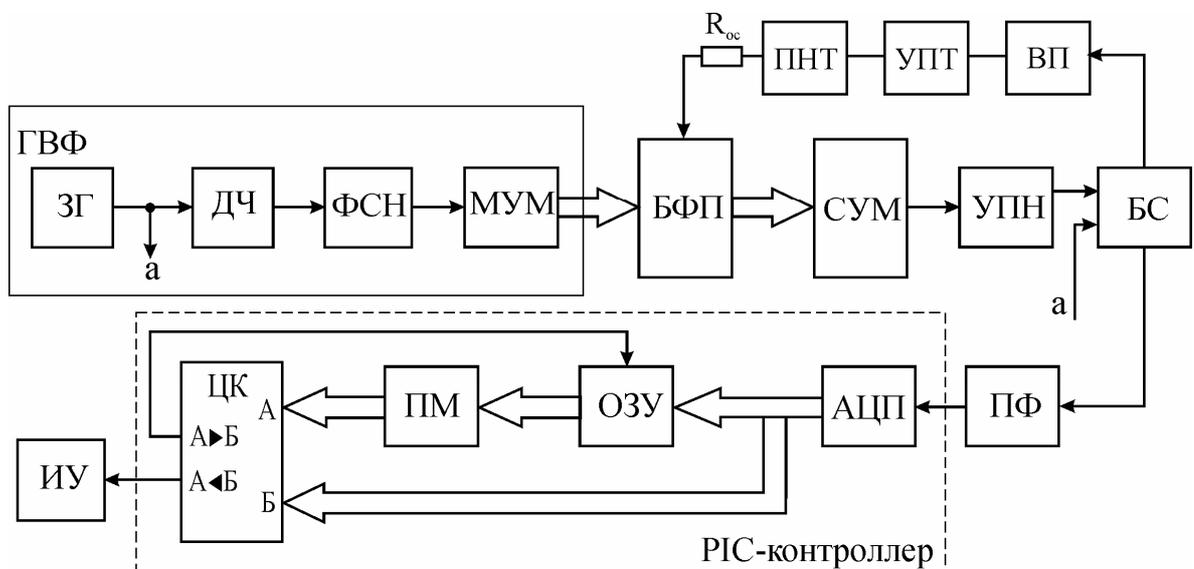


Рис. 1. Структурная схема дефектоскопа ДСШ–5М

ГВФ – генератор возбуждения феррозонда; ЗГ – задающий генератор;
 ДЧ – делитель частоты; ФСН – формирователь синусоидального напряжения;
 МУМ – многоканальный усилитель мощности; БФП – блок феррозондовых преобразователей; СУМ – сумматор; УПН – усилитель переменного напряжения;
 БС – блок стробирования; ВП – выпрямитель; УПТ – усилитель постоянного тока; ПНТ – преобразователь напряжение-ток; ПФ – полосовой фильтр;
 АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ОЗУ – оперативное запоминающее устройство; ПМ – перемножитель; ЦК – цифровой компаратор.

Выходные обмотки феррозондов через нормирующие резисторы включены на вход сумматора (СУМ), имеющего единичный коэффициент усиления. Выходной сигнал СУМ после усиления поступает на блок стробирования (БС) и туда же подается сигнал от ЗГ частотой 60 кГц. БС представляет собой электронный ключ (серия К590КН8) управляемый импульсами ЗГ, что позволяет получать на его выходе напряжение второй гармоники выходного сигнала феррозонда.

Учитывая, что феррозонд работает в сильном постоянном магнитном поле, то для сохранения его чувствительности вводится отрицательная обратная связь по постоянному полю. Каждый полуэлемент феррозонда имеет обмотку обратной связи, которые соединены последовательно с учетом направления поля возбуждения. Величина тока в цепи обратной связи определяется исходя из требования нахождения рабочей точки посередине линейного участка функции преобразования феррозонда. Несмотря на то, что феррозонды преобразователя находятся в различных магнитных условиях, выбор единого тока цепи обратной связи обеспечивает нахождение рабочей точки феррозондов на линейном участке. Объясняется это тем, что разброс напряженности магнитного поля по сечению сварного шва составляет 70–180 А/м, а ширина линейного участка функции преобразования феррозонда достигает 200–250 А/м. Таким образом, удастся существенно упростить конструкцию электронного блока и получить реальную возможность провести настройку преобразователя. Для введения обратной связи напряжение второй гармоники с БС подается на выпрямитель (ВП) и далее, после усиления, на преобразователь напряжение-ток (ПНТ). Применение ПНТ дает возможность запитывать цепь обратной связи стабильным током, который не будет изменяться при изменении сопротивления обмотки обратной связи. А учитывая, что температура шва в зоне контроля меняется от 30⁰С до 70⁰С, то введение ПНТ является необходимым условием стабильной работы преобразователя.

Выделение информационного сигнала пропорционального переменному полю подмагничивания осуществляется путем подачи сигнала второй гармоники с БС на

полосовой фильтр (ПФ), настроенный на частоту поля подмагничивания. С целью повышения стабильности работы дефектоскопа ПФ делается управляемым в зависимости от изменения частоты поля подмагничивания. Диапазон регулировки составляет ± 800 Гц, что позволяет не потерять выходной сигнал вследствие девиации, как частоты поля подмагничивания, так и частоты выходного сигнала. Выделенный информационный сигнал преобразуется в цифровой код и уже в цифровой форме происходит прием решения о нахождении дефекта.

С целью повышения чувствительности в дефектоскопе реализован «плавающий» порог, что позволяет выделять изменения магнитного поля над уровнем шума, составляющее 10–15%. «Плавающий» порог организован следующим образом. Оцифрованный сигнал с ПФ поступает в оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) и далее на перемножитель (ПМ). С помощью ПМ задается требуемый коэффициент, на который умножается число, записанное в ОЗУ. Таким образом определяется текущий порог, и его величина поступает на один из входов цифрового компаратора (ЦК). При этом БФП устанавливается на бездефектном участке. Одновременно с записью в ОЗУ и перемножением сигнал с АЦП напрямую поступает на второй вход ЦК, где происходит сравнение этих сигналов. Так как БФП находится на бездефектном участке, число с ПМ будет больше чем число с АЦП и с выхода компаратора дается команда на запись числа, поступающего с АЦП, в ОЗУ. Таким образом, в ОЗУ записывается данная величина сигнала, снятая БФП, и после перемножения сравнивается с сигналом с АЦП. Если БФП будет перемещаться по бездефектному участку, то получается, что мы сравниваем предыдущее значение преобразователя с текущим, и если оно больше текущего (то есть нет дефекта) по команде с ЦК оно записывается в ОЗУ и уже будет сравниваться с последующим. Если сигнал с АЦП больше, чем число, полученное с ПМ, то это свидетельствует о том, что БФП находится над дефектом. При этом с другого выхода ЦК подается команда на исполнительное устройство, отмечающее место дефекта, а в ОЗУ записанное ранее число не меняется. После прохождения дефекта получаемый сигнал сравнивается с тем, что был до выявления дефекта, и весь цикл сравнения повторяется. Вся операция цифровой обработки сигнала проводится PIC-контроллером 16F877-20I/P по выше описанному алгоритму.

Основным элементом дефектоскопа, определяющим его характеристики, является БФП. Феррозонды располагаются во фторопластовой оправке над всей зоной сварного шва. С помощью индукционного датчика положения обеспечивается гарантированный зазор между поверхностью контроля и БФП, который составляет 0,8...1,2 мм.

При создании многоэлементного преобразователя необходимо выполнить условие, при котором собственное поле соседних магниточувствительных элементов не влияло бы друг на друга. Одновременно с этим магниточувствительный элемент должен обладать высокой чувствительностью и помехоустойчивостью. Оптимальным вариантом устранения взаимного влияния магниточувствительных элементов друг на друга является поочередная подача на них напряжения возбуждения. Феррозондовый магниточувствительный элемент включен по схеме градиентомера, когда расстояние l между полуэлементами двух соседних феррозондов определяется по формуле [6]

$$l = 2\sqrt{\frac{-B + \sqrt{B^2 + 12c}}{6}}$$

где $B = \delta^2 - 2b^2 + (\delta + h)^2$; $c = (b^2 + \delta^2) \cdot [b^2 + (\delta + h)^2]$; δ – расстояние от полуэлементов до контролируемой поверхности; h и b – соответственно глубина и полуширина минимального из подлежащих обнаружению дефектов.

Полуэлементы феррозонда смещены один относительно другого на угол 45° , а оптимальное расстояние между ними равно $2,83l$ (рис. 2). При таком расположении полуэлементов обеспечено выявление даже самого сложного случая расположения

дефекта, то есть когда дефект расположен строго по направлению движения объекта контроля и между полуэлементами феррозонда. При таком расположении феррозонда его магнитное поле рассеяния измеряется первым и вторым феррозондами, так как расстояние до дефекта $\Delta_1'' > \Delta_1'$, а $\Delta_2' > \Delta_2''$.

Другим условием, необходимым для того, чтобы не пропустить дефект, является выбор периода опроса феррозондов. Минимальный период опроса феррозондов преобразователя определяется из выражения:

$$T_{ОПР} = \frac{(l - d_n)}{V}$$

где d_n – диаметр полуэлемента феррозонда; V – скорость движения объекта контроля.

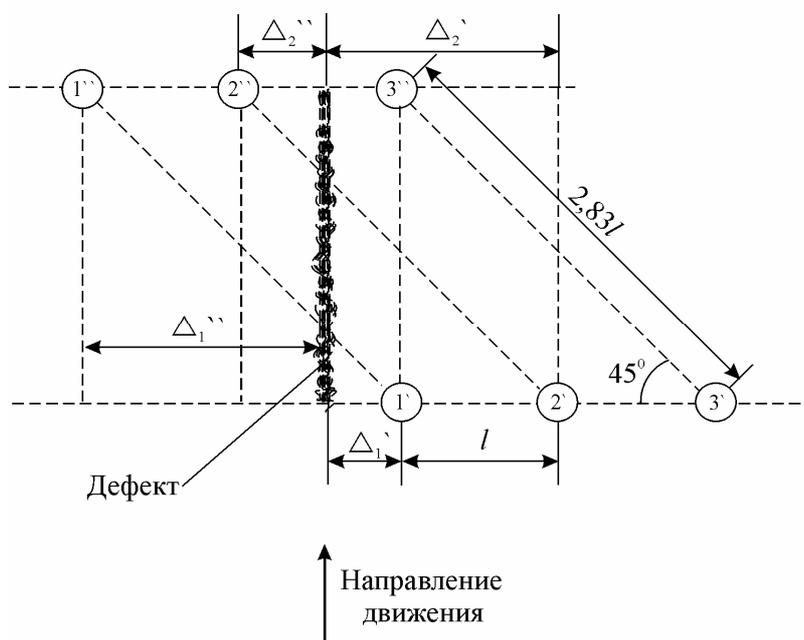


Рис.2. Расположение полуэлементов феррозондов над контролируемой поверхностью

При выборе длительности импульса опроса t_u с учетом времени задержки t_z между импульсами, максимальное число опрашиваемых феррозондов:

$$N = T_{ОПР} / (t_u + t_z)$$

Количество феррозондов в преобразователе определяется шириной контролируемой зоны сварного шва и требуемой производительностью контроля.

Заключение

Разработанная конструкция дефектоскопа ДСШ–5М позволяет выявлять дефекты сварного шва типа: газовых включений (пор), твердых включений (шлаки, металлы), несплавлений, трещин и т.д., в потоке производства электросварных труб с толщиной стенки до 12 мм и проходит апробацию на Краснодарском трубном заводе «Интерпрокат».

К основным достоинствам дефектоскопа ДСШ–5М можно отнести:

- стабильная работа в магнитно-неоднородной области, какой является сварной шов, за счет применения «плавающего» порога;
- благодаря измерению переменного магнитного поля с помощью феррозондов, достигается чувствительность на порядок превосходящая чувствительность вихретокового метода;
- применение переменного поля подмагничивания позволяет исключить влияние внешних факторов, что повышает помехоустойчивость дефектоскопа;
- дефектоскоп обладает высокой стабильностью, так как отсутствует балансировка и установка нуля выходного сигнала, а величина порога задается цифровым методом.

Список литературы: 1. Щербинин В.Е., Шлеенков А.С., Копьев М.А., Булычев О.А., Рыдзевский С.И. Неразрушающий контроль качества сварных швов электросварных труб в технологическом потоке// Дефектоскопия.–1990.–№2.–С. 41-47. 2. Шлеенков А.С., Кротов Л.Н., Щербинин В.Е., Копьев М.А. Многоэлементный преобразователь для магнитной дефектоскопии// Дефектоскопия.–1987.–№9.–С. 60-65. 3. Колыханов В.К., Грищенко А.С., Домашевский Б.Н. Установка для феррозондового контроля сварных соединений// Дефектоскопия.–1984.–№2.–С. 31-35. 4. Ватолин С.М., Шанаурин В.Е., Щербинин В.Е. Комбинированные феррозондовый приборы Ф-205.03, Ф-205.30А, Ф-305.38// Дефектоскопия.–2002.–№9.–С. 46-52. 5. Крутов Ю.М., Мирошников В.В., Швец С.Н. Теоретический анализ работы проходного вихретокового преобразователя при контроле тонкостенных полых цилиндров// Вісник Східноукраїнського національного університету. -Луганськ – 2001. – 45, № 11. – С. 212–220. 6. Зацепин Н.Н., Гусев А.П. Феррозондовый дефектоскоп ДФП-1 // Дефектоскопия.–1982.–№8.–С.79-82.

Сдано в редакцию 20.01.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАПОЛНЕНИЯ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ СТРУЖКОЙ ПРИ ИХ ФРЕЗЕРОВАНИИ

Нечепав В. Г., Гнитько А. Н., Пархоменко Н. В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The research of closed profile grooves filling process by a swarf at their milling is executed. The technique and relations for the analysis of grooves filling process is designed. The length of a groove processing at which one there is its filling by a swarf is determined.

Одним из обязательных условий повышения производительности и качества обработки резанием является своевременное удаление стружки из рабочей зоны, так как при повторном попадании отделенной стружки в зону резания имеет место интенсивный износ, увеличение энергозатрат резания и ряд других негативных явлений. Особую актуальность удаление стружки имеет при фрезеровании закрытых профильных пазов (Т-образных, типа "ласточкин хвост"), фигурных лабиринтов и др., поскольку образующееся при этом пространство паза в силу его замкнутости достаточно быстро заполняется отделенной стружкой, которая при дальнейшем сжатии оказывает силовое воздействие на режущий инструмент.

В то же время, в известных работах в этой области [1, 2 и др.] процессы накопления и заполнения закрытых пазов отделенной стружкой не рассматриваются. Поэтому исследования, направленные на изучение этих процессов с целью создания эффективных устройств для своевременного удаления стружки из рабочей зоны, является весьма актуальными.

Рассмотрим процесс накопления стружки при фрезеровании Т-образных пазов.

При этом введем следующие допущения:

- для решения поставленных задач элемент стружки можно рассматривать как шар со значениями плотности, массы и параметров состояния поверхностного слоя этого элемента;
- элемент стружки является абсолютно твердым телом (эффектами, связанными с его реальной податливостью, можно пренебречь);
- взаимодействием элементов стружки между собой можно пренебречь.

Таким образом, элемент стружки рассматривается как единичное однородное абсолютно жесткое материальное тело в форме шара с заданными постоянными параметрами состояния поверхностного слоя. Диаметр этого шара определяется исходя из массы единичного элемента стружки

$$d_{ш} = \sqrt[3]{6 \cdot m / (\pi \cdot \rho_m)},$$

где m – масса единичного элемента стружки;

ρ_m – плотность обрабатываемого материала.

В работе [3] показано, что в случае самоудаления стружки из пространства между зубьями фрезы (под действием имеющих место при рабочем процессе внешних сил без дополнительного

принудительного воздействия), суммарная сила \bar{F}_Σ , действующая на элемент стружки, направлена под неким углом γ к оси Ox , параллельной передней поверхности зуба фрезы (рис. 1). Для определения расстояния x_n (рис. 2 а), на которое он может переместиться в этом случае, воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии в интегральной форме

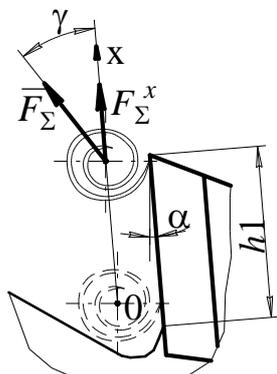


Рис.1. Схема для определения длины перемещения элемента стружки

$$\frac{1}{2}mv_2^2 - \frac{1}{2}mv_1^2 = \sum_{k=1}^n A(F_k), \quad (1)$$

где v_1, v_2 – соответственно скорость элемента стружки в начальный и конечный момент времени его движения по пазу;

$\sum_{k=1}^n A(F_k)$ – сумма работ сил, действующих на элемент стружки при его движении по пазу.

$$m = \frac{1}{2} \rho_m \cdot S_z (d - a) \cdot l_1 \cdot k, \quad (2)$$

где S_z – подача на зуб;

d – диаметр фрезы;

a – ширина предварительно обработанного паза;

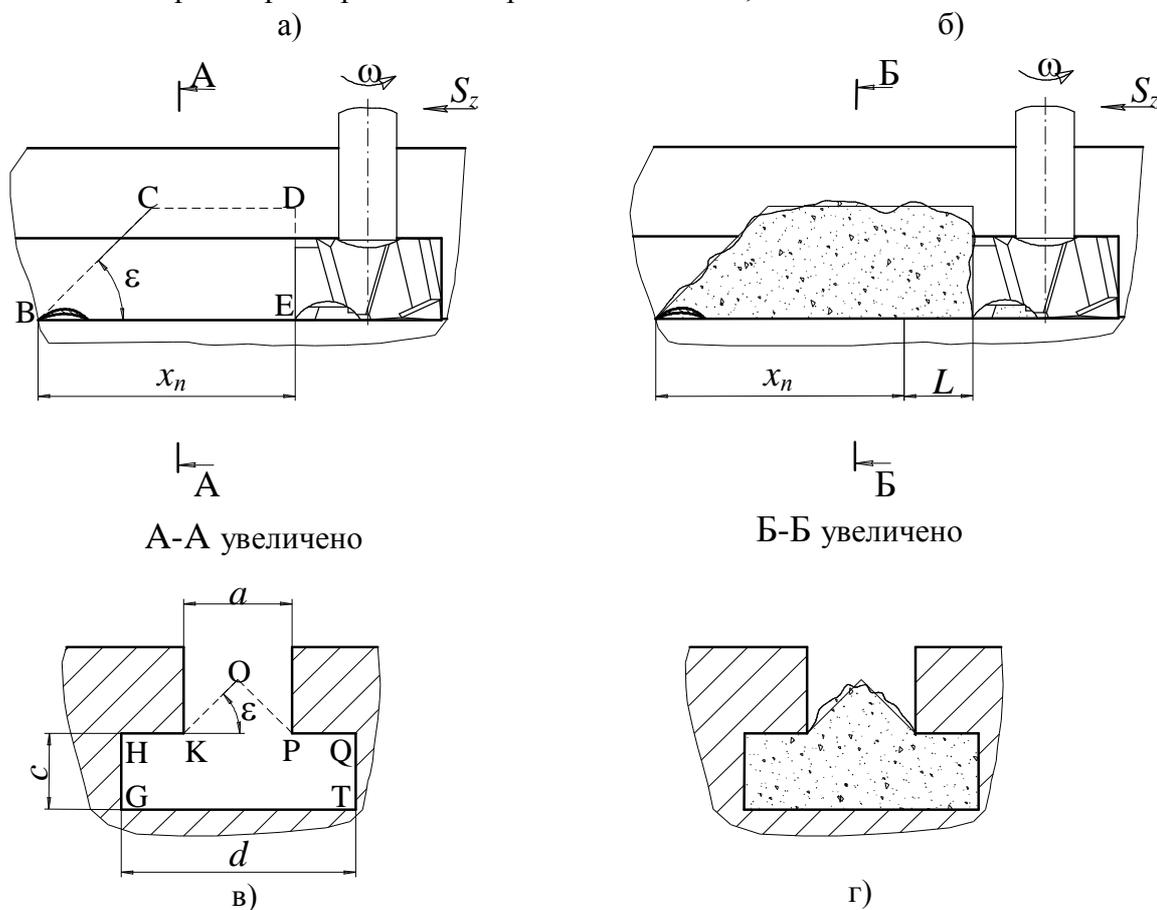


Рис. 2. Схема заполнения Т-образного паза отделенной стружкой при фрезеровании: а), в) после самоудаления элемента стружки; б), г) в момент возникновения подпора

l_1 – длина рабочей части фрезы;

k – коэффициент усадки стружки.

В начальный момент движения (в момент выхода из пространства между зубьями фрезы) элемент стружки имеет скорость

$$v_1 = \bar{F}_\Sigma \cdot \cos \gamma \cdot t / m.$$

Время перемещения элемента стружки вдоль передней поверхности зуба фрезы t

$$t = \sqrt{2 \cdot m \cdot h1 / (\bar{F}_\Sigma \cdot \cos \gamma)}, \quad (3)$$

где $h1$ – длина передней поверхности зуба фрезы.

$$\bar{F}_\Sigma = F_\Sigma^x / \cos \gamma. \quad (4)$$

Проекция \bar{F}_Σ на ось $0x$ (рис. 1)

$$F_\Sigma^x = mv^2 / r \cdot (\cos \alpha - \sin \alpha \cdot f_n) - mgf_n(1 + f_n) + F_{np}(\cos \beta - \sin \beta \cdot f_n), \quad (5)$$

где v – линейная скорость перемещения элемента стружки во вращательном движении;

r – расстояние от оси вращения фрезы до центра масс элемента стружки;

α – передний угол зуба фрезы;

f_n – коэффициент сопротивления перемещению по передней поверхности зуба фрезы;

g – ускорение свободного падения;

f_n – коэффициент сопротивления перемещению по нижней поверхности паза;

F_{np} – сила принудительного воздействия на элемент стружки;

β – угол наклона вектора силы F_{np} к передней поверхности зуба фрезы.

В конечный момент времени движения элемента стружки по пазу (момент прекращения перемещения) $v_2 = 0$. Полагая, что при перемещении по пазу на элемент стружки действует только сила трения по нижней поверхности F_n , получаем

$$\sum_{k=1}^n A(F_k) = - \int_0^{x_n} F_n \cdot dx.$$

Интегрируя, получим

$$\sum_{k=1}^n A(F_k) = -F_n \cdot x_n.$$

Тогда (1) приобретает вид

$$-\bar{F}_\Sigma^2 \cdot \cos^2 \gamma \cdot t^2 / (2m) = -F_n \cdot x_n,$$

где

$$F_n = m \cdot g \cdot f_n.$$

Откуда

$$x_n = \bar{F}_\Sigma^2 \cdot \cos^2 \gamma \cdot t^2 / (2 \cdot m^2 \cdot g \cdot f_n). \quad (6)$$

После подстановки (2), (3) и (4) в (6) и некоторых преобразований

$$x_n = \left[\frac{v^2 \cdot (\cos \alpha - \sin \alpha \cdot f_n)}{r \cdot g \cdot f_n} - (1 + f_n) + \frac{F_{np} \cdot (\cos \beta - \sin \beta \cdot f_n)}{\rho_c \cdot S_z \cdot (d - a) \cdot l_1 \cdot g \cdot f_n} \right] \cdot h1. \quad (7)$$

Таким образом, в начальный момент времени, когда свободное пространство паза еще не заполнено отделенной стружкой, элемент стружки выбрасывается (под действием сил, имеющих место при рабочем процессе) из пространства между зубьями на расстояние x_n (рис. 2 а).

Далее, по мере реализации рабочего процесса, свободное пространство паза (объем которого определяется сечениями BCDE и GHKOPQT, рис. 2 а, в) заполняется отделяемой стружкой. Поскольку плотность стружки существенно меньше плотности материала обрабатываемой заготовки (сталь, чугун и др.), то заполнение свободного пространства паза может происходить достаточно быстро.

Скорость этого процесса будет определяться геометрическими размерами паза,

значением x_n , а также значением объемного коэффициента ω (коэффициента разрыхления стружки)

$$\omega = \rho_m / \rho_c,$$

где ρ_c – плотность отделенной стружки (для стальной стружки принимают $\omega = 5,2$; для чугуна $\omega = 7,8$ [4]).

Определим длину перемещения фрезы L (рис. 2б), при которой произойдет заполнение свободного пространства обрабатываемого паза отделенной стружкой, исходя из условия

$$V_n(x_n, L) = V_c(L),$$

где $V_n(x_n, L)$ – объем свободного пространства паза, обусловленный выбросом элемента стружки из пространства между зубьями фрезы на расстояние x_n и перемещением заготовки в процессе обработки на длину L ;

$V_c(L)$ – объем отделяемой стружки при перемещении заготовки в процессе обработки на длину L .

$$V_n(x_n, L) = V_{n1}(x_n) + V_{\partial 1}(S_z, z) \cdot N, \quad (8)$$

где $V_{n1}(x_n)$ – объем свободного пространства паза, обусловленный выбросом элемента стружки на расстояние x_n ;

$V_{\partial 1}(S_z, z)$ – дополнительный объем свободного пространства паза, образующийся при подаче заготовки за время, равное одному обороту фрезы;

z – количество зубьев фрезы;

N – количество оборотов фрезы.

$$V_c(L) = V_{c1}(S_z, z) \cdot N, \quad (9)$$

где $V_{c1}(S_z, z)$ – объем отделяемой стружки за 1 оборот фрезы.

Тогда

$$V_{n1}(x_n) + V_{\partial 1}(S_z, z) \cdot N = V_{c1}(S_z, z) \cdot N. \quad (10)$$

С учетом известного соотношения

$$N = L \cdot (S_z \cdot z)^{-1}, \quad (11)$$

и некоторых преобразований, (10) приводится к виду

$$L = V_{n1}(x_n) \cdot S_z \cdot z \cdot (V_{c1}(S_z, z) - V_{\partial 1}(S_z, z))^{-1}. \quad (12)$$

Согласно рис. 2 а, б, в, г

$$V_{n1}(x_n) = [(x_n + d/2 - \pi d/8) - c \cdot \tan \varepsilon/2] \cdot d \cdot c + a^2/4 \cdot [\cot \varepsilon(x_n - a/2) - c] + \cot \varepsilon \cdot a^3/16, \quad (13)$$

где d, a, c – параметры Т-образного паза (принимаются согласно ГОСТ 1574-91); ε – угол естественного откоса массива стружки, находящейся в пазу.

$$V_{\partial 1}(S_z, z) = S_z \cdot z \cdot (d \cdot c + \cot \varepsilon \cdot \frac{a^2}{4}). \quad (14)$$

$$V_{c1}(S_z, z) = S_z \cdot (d - a) \cdot l_1 \cdot z \cdot \omega. \quad (15)$$

Тогда (8) и (9) соответственно

$$V_n(x_n, L) = [(x_n + d/2 - \pi d/8) - c \cdot \tan \varepsilon/2] \cdot d \cdot c + a^2/4 \cdot [\cot \varepsilon(x_n - a/2) - c] + \cot \varepsilon \cdot a^3/16 + (d \cdot c + \cot \varepsilon \cdot a^2/4) \cdot L \quad (16)$$

и

$$V_c(L) = (d - a) \cdot l_1 \cdot \omega \cdot L \quad (17)$$

С учетом (13), (14) и (15) выражение (12) принимает вид

$$L = \frac{[(x_n + d/2 - \pi d/8) - c \tan \varepsilon/2]dc + a^2/4 [\cot \varepsilon(x_n - a/2) - c] + \cot \varepsilon \cdot a^3/16}{(d - a) \cdot l_1 \cdot \omega - (d \cdot c + \cot \varepsilon \cdot a^2/4)} \quad (18)$$

Графическая интерпретация зависимостей (16) и (17) в диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров, рекомендованных ГОСТ 7063 – 72 (СТ СЭВ 115 – 79, СТ СЭВ 4632 – 84) и ГОСТ 10673 – 75 [5, 6] для обработки Т-образных пазов (рис. 3 а, б) показывает, что заполнение свободного пространства паза происходит при значении $L = 1,0 \dots 1,3$ см в случае обработки стальных заготовок и $L = 6 \dots 8$ см при обработке чугунных заготовок. При дальнейшей реализации рабочего процесса в этом случае объем отделенной стружки превышает объем свободного пространства, что приводит к сжатию стружки.

Для количественного анализа этого явления введем параметр K_y – коэффициент сжатия стружки

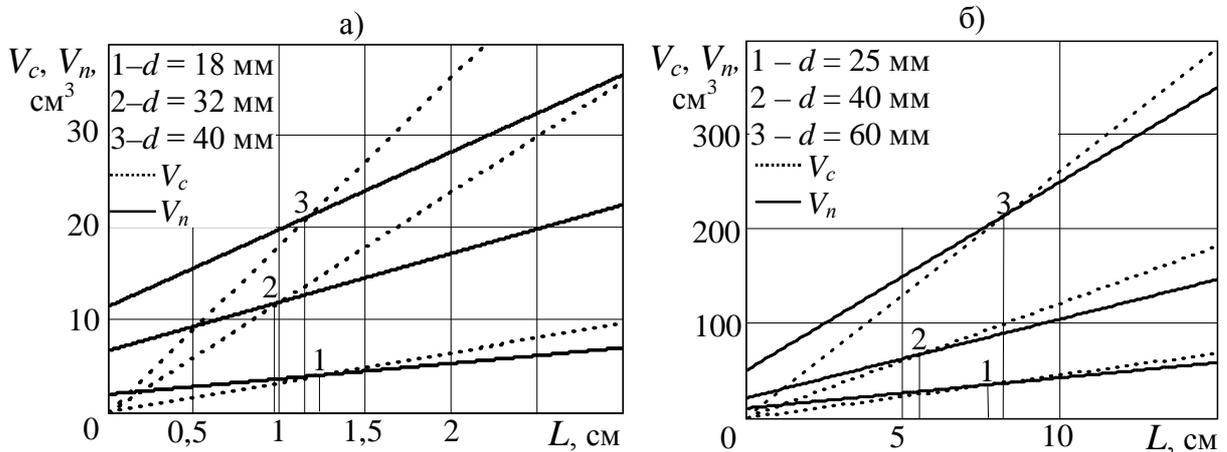


Рис. 3. Графики изменения объемов отделяемой стружки V_c и свободного пространства паза V_n как функции перемещения фрезы L : а) для цельной фрезы из быстрорежущей стали при обработке стали ($v = 25$ м/мин; $S_z = 0,05 \dots 0,12$ мм/зуб); б) для фрезы с напаянными твердосплавными пластинами при обработке чугуна ($v = 55 \dots 40$ м/мин; $S_z = 0,03 \dots 0,06$ мм/зуб)

$$K_y = V_{c1}(S_z, z) \cdot N \cdot [V_{n1}(x_n) + V_{o1}(S_z, z) \cdot N]^{-1}$$

С учетом (11), (13), (14) и (15) а также после некоторых преобразований

$$K_y = \frac{(d - a) \cdot l_1 \cdot \omega \cdot L}{\{[(x_n + d/2 - \pi d/8) - c \tan \varepsilon/2]dc + a^2/4[\cot \varepsilon(x_n - a/2) - c] + \cot \varepsilon \cdot a^3/16 + (dc + \cot \varepsilon \cdot a^2/4)L\}} \quad (19)$$

Значение плотности стружки после сжатия

$$\rho_y = \rho_0 \cdot K_y,$$

где ρ_0 – плотность стружки до начала ее сжатия.

С учетом (19)

$$\rho_y = \rho_0 \cdot (d - a) \cdot l_1 \cdot \omega \cdot L / \left\{ [(x_n + d/2 - \pi d/8) - c \tan \varepsilon / 2] dc + a^2 / 4 [\cot \varepsilon (x_n - a/2) - c] + \cot \varepsilon \cdot a^3 / 16 + (dc + \cot \varepsilon \cdot a^2 / 4) L \right\}. \quad (20)$$

На (рис. 4 а, б) показаны графики изменения ρ_c как функции длины L перемещения фрезы. Графики изменения ρ_c имеют три характерных участка:

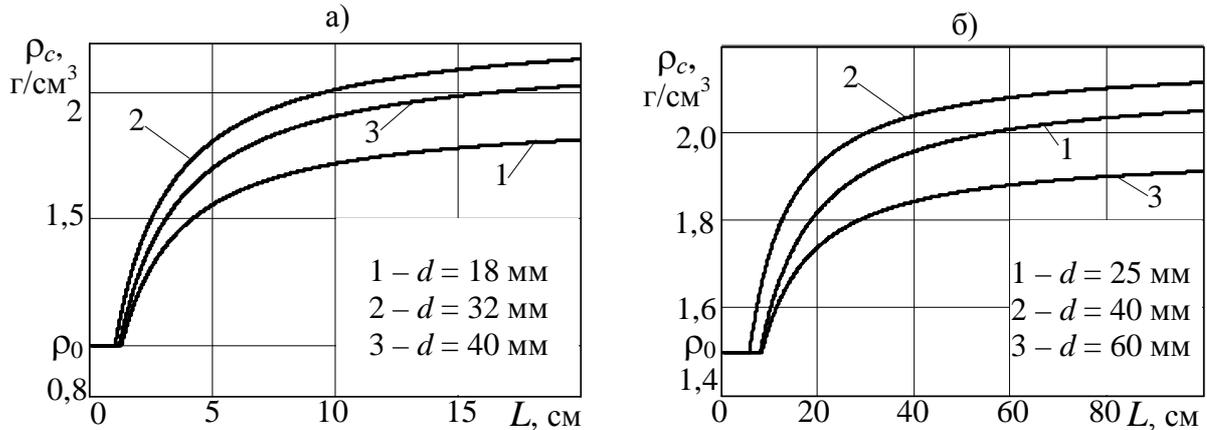


Рис. 4. Графики изменения плотности стружки ρ_c как функции перемещения фрезы L : а) для цельной фрезы из быстрорежущей стали при обработке стали ($v = 25$ м/мин; $S_z = 0,05 \dots 0,12$ мм/зуб); б) для фрезы с напаянными твердосплавными пластинами при обработке чугуна ($v = 55 \dots 40$ м/мин; $S_z = 0,03 \dots 0,06$ мм/зуб)

- первый – линейное изменение ρ_0 (соответствует накоплению стружки до начала сжатия);
- второй – существенно нелинейное, близкое к экспоненциальному, изменение ρ_y (соответствует возрастанию степени сжатия стружки);
- третий – близкое к линейному изменение ρ_y (соответствует стабилизации степени сжатия стружки).

Значение ρ_c , при этом, изменяется в диапазоне $\rho_c = 1 \dots 2,2$ г/см³ в случае фрезерования стальных заготовок и в диапазоне $\rho_c = 1,5 \dots 2,2$ г/см³ в случае обработки чугунных заготовок.

Упомянутое явление сжатия определяет подпор как рабочим поверхностям фрезы, так и элементам стружки, находящимся в пространстве между зубьями, со стороны уплотненной стружки.

В соответствии с рис. 5, силу подпора, действующую на 1 элемент стружки, можно определить как

$$F_n = p_c \cdot S \cdot \cos \alpha. \quad (21)$$

Здесь p_c – давление, действующее на удаляемый элемент стружки (представленный в форме шара); S – часть площади поверхности шара $S_{ш}$, на которую действует давление p_c ($S = 0,5S_{шара}$).

$$p_c = p_n \cdot n_{\sigma}, \quad S = \pi d_{ш}^2 / 2,$$

где p_n – давление стружки на нижнюю поверхность паза;

n_{σ} – коэффициент бокового давления [7].

$$p_n = G / S_n, \quad n_{\sigma} = (1 + 2 \cdot f_n^2)^{-1}.$$

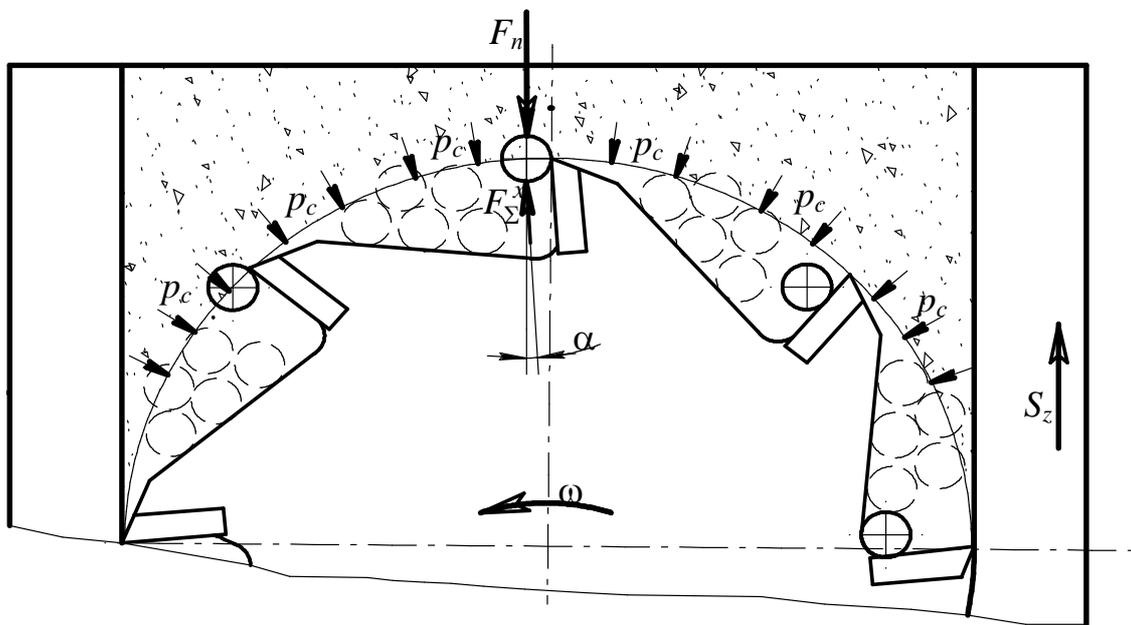


Рис. 5. Расчетная схематизация для определения силы подпора F_n

Здесь G - сила веса отделенной стружки, находящейся в пазу;

S_n - площадь нижней поверхности паза.

$$G = Mg, \quad S_n = d \cdot (x_n + L),$$

где M - масса стружки находящейся в пазу.

$$M = \rho_c \cdot V_{c1}(S_z, z) \cdot L \cdot (S_z \cdot z)^{-1}.$$

С учетом приведенного, (21) принимает вид

$$F_n = \rho_c (d - a) l_1 \cdot \omega \cdot L \cdot g \cdot \pi [6m(\pi \cdot \rho_m)^{-1}]^{2/3} \cos \alpha [2d(x_n + L)(1 + 2f_n^2)]^{-1}. \quad (22)$$

На (рис. 6 а, б) показаны графики изменения F_n и F_Σ^x как функции длины L перемещения фрезы. Графики изменения F_n имеют два характерных участка:

- на первом из них наблюдается существенно нелинейное, близкое к экспоненциальному, изменение F_n ;

- на втором – стабилизация значений F_n .

$F_\Sigma^x = const$ по физическому смыслу.

При обработке стальных заготовок значение F_n изменяется в диапазоне $F_n = 0 \dots 0,02$ Н, а $F_\Sigma^x = 0,0001 \dots 0,0002$ Н. При обработке чугунных заготовок значение F_n изменяется в диапазоне $F_n = 0 \dots 0,015$ Н, а $F_\Sigma^x = 0,001 \dots 0,002$ Н.

Как следует из приведенных данных, сила подпора значительно (до 200 раз) превышает силу F_Σ^x , что для большинства известных в практике вариантов обработки определяет невозможность самоудаления элемента стружки из пространства между зубьями фрезы. В этих случаях для удаления элемента стружки из пространства между зубьями фрезы требуется приложение дополнительного принудительного воздействия.

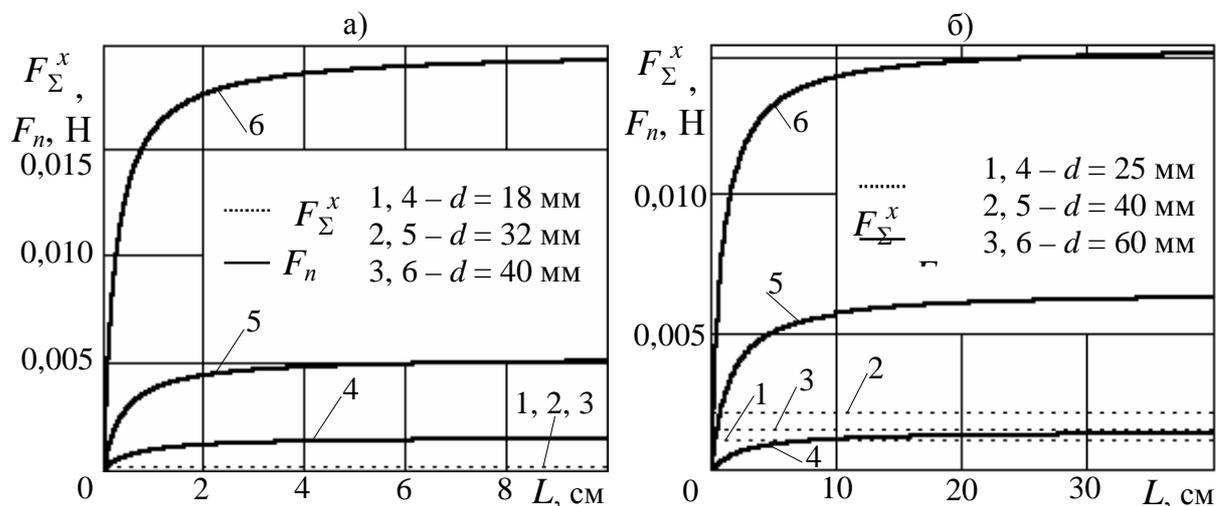


Рис. 6. Графики изменения сил самоудаления F_{Σ}^x и подпора F_n как функции перемещения фрезы L : а) для цельной фрезы из быстрорежущей стали при обработке стали ($v = 25$ м/мин; $S_z = 0,05...0,12$ мм/зуб); б) для фрезы с напаянными твердосплавными пластинами при обработке чугуна ($v = 55...40$ м/мин; $S_z = 0,03...0,06$ мм/зуб).

Выводы.

1. Разработана методика анализа процесса заполнения стружкой закрытых профильных пазов при их фрезеровании.

2. Анализ рабочего процесса фрезерования Т-образных пазов, выполненный на основе разработанной методики в диапазоне, рекомендованном действующими стандартами, показывает:

- во всех рассмотренных случаях имеет место сжатие стружки, расположенной в пазу, что определяет с ее стороны подпор элементам стружки, находящимся в пространстве между зубьями фрезы;

- значения сил подпора таковы, что самоудаление элемента стружки из пространства между зубьями фрезы исключается.

3. Для обеспечения производительной и качественной обработки Т-образных пазов, в диапазоне рекомендованном стандартами, необходимо приложение дополнительного принудительного воздействия к отделенной стружке.

Список литературы: 1. Власов А. Ф. Удаление пыли и стружки от режущих инструментов – М.: Машиностроение, 1982.- 240 с. 2. Куприн А.И., Тихонцов А.М. Гидротранспорт стружки. М: Машиностроение, 1978. 80 с. 3. Нечпаев В. Г., Гнитько А. Н. Разработка и моделирование системы удаления стружки при фрезеровании закрытых пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 27. - С.158 – 165. 4. Рябов В. В. Отвод металлической стружки пневмотранспортом. М.: Машиностроение, 1988. – С. 15. 5. ГОСТ 7063 – 72 (СТ СЭВ 115 – 79, СТ СЭВ 4632 – 84) Фрезы для обработки Т-образных пазов. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1985. 6. ГОСТ 10673 – 75 Фрезы с напаянными твердосплавными пластинами для обработки Т-образных пазов. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1985. 7. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. - М.,: Машиностроение, 1964.- С 84.

Сдано в редакцию 25.01.05

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

METALLIC MATERIAL CUTTING USING EXPLOSIVE CHARGES

Eng. Constantin ENACHE Ph.D (*Military Technical Academy, Bucharest, Romania*)

Abstract: Profiled explosive charges (explosive cords or diedric charges) are currently used by specialists world-wide to perform any type of cuts of metallic plates being useful whenever conventional cut is difficult to perform. The paper addresses it self to both designers and manufacturers of explosive charges, to researchers and specialists in mechanical engineering and metallurgy as well as to specialists in demolition.

1. INTRODUCTION

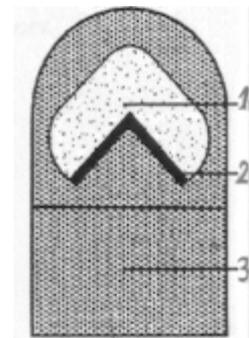
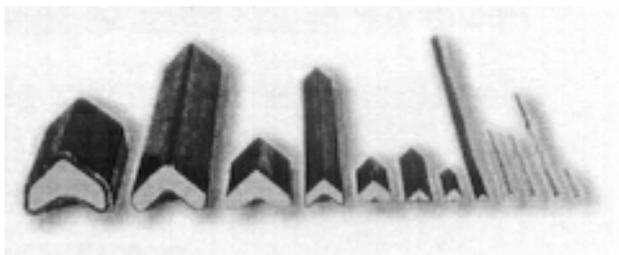
Explosive charge is a robust, exceptionally flexible and explosive efficient family of liniar shaped charges, designed to meet the exacting requirements of today's explosives engineers, woldwide.

Flexible and easily shaped to produce cuts of any form, charge is particularly useful where more conventional techniques are difficult to employ.

Aplication:

- Military and commercial demolition operations;
- Quarry and mining operations;
- EOD bomb and mining clearance tasks;
- Seismic studies;
- Oil exploration tasks;
- Clearance of submerged obstacles;
- Rapid forced entry;
- Salvage operations;
- Removal of underwater offshore structures;
- Penetration of: reinforced concrete, mild steel, armour plate, ground strata/soil etc.
- Rapid demolition of: reinforced concrete girders, mild steel structures, bridge arches etc.

2. CONSTRUCTION AND CHARACTERISTICS



Schematically, a dihedral charge is presented in figure 1.

Fig. 1. Flexible charge

where: 1 – explosive substance; 2 – liner (metallic diedrical); 3 – plastic coating (outer sheath)

The explosive charge fused by the detonator, produces a detonation wave under which the explosive substance instantaneously turns into gases at high pressure. When the wave reaches the metallic coating, under gases pressure the coating gets an infuse oriented perpendicularly on its surface resulting in the deformation of its walls.

The cumulative jet formation takes place in two stages:

The first stage is characterised by the formation of the jet during the coating pressing when the nucleus and the jet are one with different moving speeds. The front of the jet has high speed, the near part has slower speed, close to the nucleus one.

The second stage appears after a while the coating has been pressured where due to speed gradients, the jet separates from the nucleus. The most efficient separation takes place after the matter has passed from the nucleus into the jet (up to a certain moment the nucleus being a reservoir feeding the jet with matter).

The cutting feed of metallic plates, empirically care be calculated using relation:

$$P = L \sqrt{\frac{\rho_j}{\rho}} \quad (1)$$

where: L – is the jet length; ρ_j – is the jet density; ρ is the plate density.

The cutting depth (P) depends on a series of different factors characterising elements constituting the charge and the cutting blade forming phenomenon dimensions, mass, type and power of explosive charge; physical-mechanical characteristics of thr coating material (the most commonly used being copper due to density and ductility); existence of confinement (of an exterior layer of the explosive charge).

There are also very important:

- quality of assembly (symmetry);
- focal distance (at which a regular cutting jet is obtained);
- the method of priming (initiation).

3. CONSTRUCTION AND UTILISATION

From the construction point of view these charge types can the carried out in two variants: flexible or nonflexible.

Flexible charges

There are charges which during storage, transportation and manipulation car undergo modifications of longitudinal form through reeling, bending, folding etc.

Exploitation safety, remote operation capability and utilisation in places accessible with difficulty make such charges be fit for utilisation-in:

- special operations concerning cuttings and cutting up protection structures (walls, dams, barricades, etc.);
- rescue operations especially moral, when no other mechanical decarceration procedures an available;
- cutting up parts of metallic bridges;
- aerospace industry (separation of rocket parts);
- military technical industry (various cut up not involving mass production);
- cutting up of sunk ships;
- rails cutting;
- wire ropes and pillar cutting;
- cutting large diameter pipes etc.

The coating (low density sheath) provide support, protection and insures focal distance.

The device has always in the lower part an adhesive to look on the target.

The most used plastic explosives are (C4 and DEMEX 200).



Fig. 2. Flexible shaped charge-effect explosive (Blade)

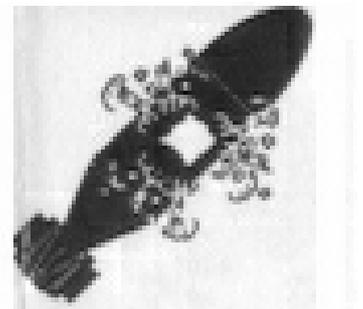


Fig. 3. EOD bomb and mining clearance tasks

Non flexible charges

They are preestablished charges with respect to shape and dimensions.
These charges can perform straight cutting on plates of any kind of material.

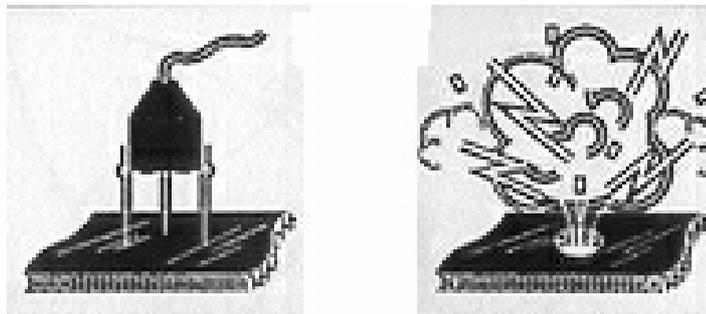


They are mostly used for cutting: ferro-concrete beams; steel plates; metallic bridges; rails; “frozen” casting boilers etc.

Fig. 4. Metallic material cutting with flexible shaped charges

In point of structure nonflexible charges resemble flexible ones. The diedre can be made and of copper, and the most used explosives are:RDX; TNT; B (RDX+TNT).

The dimensions, mass and structure differ with respect to the thickness of the plate to be cut.



The author have succeeded in producing such charges used to cut metallic materials with thickness ranging to 100 mm.

Fig. 5. Metallic material cutting with shaped charges

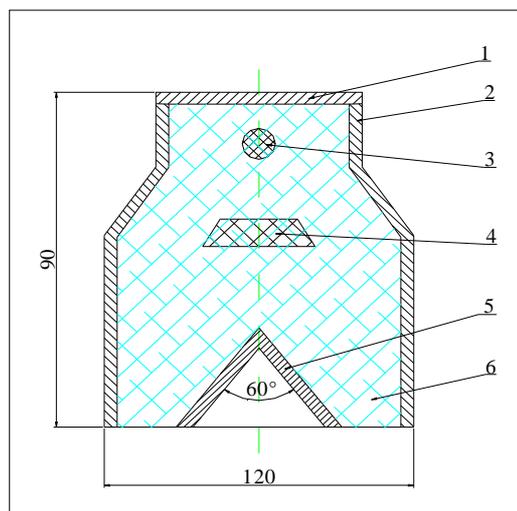


Fig. 6. Nonflexible charge

where: 1, 2 –body; 3 –detonator; 4 –plastic coating; 5 –diedre (usually made out of copper); 6 – explosive substance.

4. CONCLUSIONS

Utilisation on a wide scale of such charges is recommended by the functional possibilities they present:

- they are robust and efficient;
- they cut any type of metallic materials;
- they are easy to manipulate they cut like a knife and they are self adhesive;
- they are secure to initiate and operate both for straight and asymmetric cuts;
- they are secure to store, transport and manipulate;
- they can be used for difficult works and in places difficult to access;
- they assure obvious material advantages to the utilise (productivity, energetic independence, efficient use of materials).

The characteristics of several types of flexible charges are presented in table 1.

Table 1 - Performances of flexible charges.

Quantity of explosive Length charge [Kg/m]	Cutting depth of steel plate [mm]	Cutting depth of steel tube [mm]
0,5/2	5	-
1,1/2	10	-
1,3/2	15	5
1,9/2	20	10
3,0/2	25	15
6,0/2	30	20

Following research, Romanian experts have succeeded in manufacturing four types of flexible charges that can perform cutting of steel plates of 5 mm, 10 mm, 15 mm and 20 mm. The mass of charges on meter corresponding to the cutting above are: 0,31 kg, 0,47 kg, 0,55 kg, and 1,33 kg respectively. For the diedre a copper compound has been used the plastic explosive having a density of minimum 1,55 g/cm³.

References: 1. GHIZDAVU V., ENACHE C., Unele aspecte privind perforarea și tăierea metalelor prin explozie, A-XXIX-A Sesiune de comunicări științifice a Academiei Tehnice Militare, București, 2001. 2. DEFOURNEAUX M., Utilization civiles et militaires des charges creuses et diedriques, Memorial de l Artillerie francaise, 1^e fasc., 1970. 3. DEFOURNEAUX M., Theorie elementare des charge diedriques de decoupage, Memorial de l Artillerie francaise, 2^e fasc., 1970. 4. Prospecte, Expoziții de tehnică militară internațională.

Сдано в редакцию 12.12.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Пругяну О.

TO THE QUESTION OF AN ESTIMATION OF THE UNITS LONGEVITY OF THE VEHICLES'S CARRIER SYSTEM

Lejda K., Akopjan R.A. (*Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland*)

On a foundation of the carried out road trials results the longevity of one of most loaded elements of a bus carrier system of the above window belt was evaluated.

1. Introduction.

Calculation of longevity on static characteristics of stochastic process of loading executed on the formula [3] is approximated, and in this sense the calculation a little differs from other methods of calculation because of impossibility of reaching by using of any of them a large exactitude. Let's mark, that 2-2,5-multiple errors in a calculated estimation of resources at the stage of projection is reasonable to practice [4]. However there are padding difficulties in using this formula for calculations on fatigue of details exposed during maintenance by number of variable effects, which one exceed basis of trials. For holding more exact calculation it is necessary to extrapolate a curve of fatigue on heightened, however not yet known number of loading cycles. Differently, the calculation only by method of successive approximations is possible.

2. The main contents and outcomes of activity.

In most cases for calculation on fatigue will use a method of inspection of fatigue strength at preset number of loading cycles. The data on endurance strength are indispensable for this purpose at preset base number, index of inclination of a fatigue curve, and also ranges of stress, originating in load-carrying members, and amount of cycles of repetition of effort's amplitude.

Choice of base number for definition of endurance strength of details $N_0 = 10^6 \dots 10^7$ is dictated by character of dependence of a fatigue index of a material from amplitudes of repeatedly - alternating stress. In this point there is a break of a fatigue curve built in a half- or logarithmical coordinates. Minor inclination of a curve on an after basis site, in view of necessity extremely of lengthy tests for its definition, neglect.

Idiosyncrasy of loading processes of unit's carrier systems of buses is the availability during change of efforts a constant component σ_m .

It is known, that the diagram of ultimate stress represents the dependence of endurance strength on an average value. In engineering calculations will use the convenient formula for definition of endurance strength of asymmetric cycle $(\sigma'_{-1})_{\text{lim}} = (\sigma_{-1})_{\text{lim}} - \psi_\sigma \sigma_m$, where ψ_σ - coefficient describing responsivity of metal to asymmetry of cycle.

For carbon steels the value of coefficients ψ_σ under bending lays within the limits from 0,1 up to 0,2. For weld joints with moderate stress concentration ($k_\sigma < 2$) recommend to receive $\psi_\sigma = 0,2$ [4].

Average effort of the loading process, definite for the loaded LAZ bus in static conditions, makes 16,0 MPa. Then the limit inferior of efforts which are taken into consideration during calculation of accumulation fatigue damage, with allowance for biases of the process, will be $(\sigma'_{-1})_{\text{lim}} = 450 - 0,2 \cdot 16,0 = 42,0$ MPa.

The upper bound of taken into account efforts accepted equal $4\sqrt{D_\sigma}$, and the probability of appearance of exceeding efforts makes $65 \cdot 10^{-6}$. Such small probability meets the requirement of a minimum of cycle's number of a preset level, which is taken into account during calculation of fatigue accumulations. It is justified at a comparative estimation of fatigue performances of different materials, and also in case of definition of endurance strength of the majority of

engineering production, in which one the amount of loading cycles for all life expectancy does not exceed base number. The neglect by lowering of endurance limit at number of cycles of variable loading superior base number, can lead to the too high results during calculation of longevity.

The endurance limit for number of variable loading cycles, which significant exceed the base number of cycles N_0 , it is possible to define by a calculated way, extrapolating the results obtained on high levels of loading, on the lower area of lowering of a fatigue curve. Principled possibility of definition of endurance strength on the basis 10^7 cycles with the help of extrapolation of results obtained on the upper site of a fatigue curve in the area of $10^5 \dots 10^6$ cycles, is demonstrated in O. F. Trofimov's works, using the expression

$$(\sigma_{-1})_{\text{lim}} = \sqrt[m]{N_0/N_{\text{lim}}} \sigma_{-1} \text{ where } N_{\text{lim}}, (\sigma_{-1})_{\text{lim}} - \text{base number and limit, appropriate to it, of}$$

restricted fatigue life on low levels of loading; N_0, σ_{-1} - base number and limit, appropriate to it, of restricted fatigue life on high levels of loading; m - index of inclination of a fatigue curve.

Formally to receive limits of restricted fatigue life on the last equation at base numbers about $5 \cdot 10^7$ cycles it is possible only for bearers working in the corrosion environments. In this case at $N > 10^7$ cycles the fatigue curve has same or close on a value an index of inclination, as at more high levels of loading [1].

As shows the road trials, the amount of loading cycles changing in bearers of the automobile for a period of its maintenance in tens time exceeds base number. Allowing longevity most of loaded elements of a carrier system, defined normative run for all life expectancy (510 thousand km), and receiving as the first approximation, that the bus is exploited with a half speed 30 km/h, we shall receive number of loading cycles for the indicated normative run $N_{\text{lim}} = 60 \cdot 10^7$.

The index of inclination of fatigue curves for thin-wall profile pipes used in carrier systems of LAZ buses, is possible to define from the graphs built by results of experimental fatigue trials of these units [1]. On a foundation of results of bench tests it is possible to receive $m = 6 \dots 7$. Besides the endurance strength of a profile pipe $40 \times 40 \times 2,5$ mm on the basis of trials $2 \cdot 10^6$ cycles is equal 145,0 MPa.

The data on lowering endurance strength of profile pipes at the expense of influence of stress concentration in a place of transition to a weld are not present. There are results of tests of welded samples appropriate to units of automobile trailers. The endurance strength during contoured scalding of weld in T-piece makes 0,52...0,61 from fatigue strength of the profile, not subjected welding. Endurance strength of metal almost is twice diminished during trials of samples with butt-seam welding [4]. Having taken for the basis these results, it is possible to accept a stress concentration factor at welding equal to $1:0,55 = 1,818$. With allowance for it the endurance strength on base number $2 \cdot 10^6$ will make 80,0 MPa.

Allowing heightened as contrasted to by base number duration of variable loading of unit's carrier system in maintenance, we shall define endurance strength: $(\sigma_{-1})_{\text{lim}} = 0,567 \sigma_{-1} \approx 45,0$ MPa.

In the considered operation conditions the greatest level loading is watched in above window belt of right side-frame of the loaded bus during driving on asphalt highway with the speed 40 km/h. However and in this case the efforts are much less than endurance strength

$$(4\sqrt{D_\sigma} = 27,0 \text{ MPa}).$$

As is defined [4] amplitude (0,5...0,7) $(\sigma'_{-1})_{\text{lim}}$ render the damaging effect and it is necessary to allow for them during adjusting a linear hypothesis of relative damages. Notwithstanding what in the given process there are amplitudes, which one exceed half of endurance strength, they hardly render damaging effect, as this effect can arise at simultaneous effect of amplitudes, which exceed the endurance strength. Therefore, loading of load-carrying

members originating during maintenance of the bus, cannot cause damaging effect for life expectancy before the first big repair. The similar result receives in some cases during calculation on fatigue for all buffer period.

Between that, on data of reliability department of ВКЭИавтобуспром, the fair quantity of buses exploited on the city paths, is subject to discarding because of impossibility of their restoring after 300-350 thousand km of run. And the flaws and breakages, corrosion corruptings of racks and belts of window openings, liner of left and right side-frame was approximately on 20 % of buses. In conditions of Crimea the average run before corrosion corrupting of windows openings units and panels of side-frame, are even lower (230 thousand km).

The reason of anticipatory corruptings of LAZ buse's carrier systems - corrosion defeats of thin-wall profile pipes, as with exterior, and from the inside. The hit of water through burning place in weld areas, condensating of a moisture on walls, heightened aggressiveness of an environment as a result of availability of oxides of sulfur in urban and industrial environments, chlorides in seaside atmosphere, and also application of anti-icer salts, is caused the intensive corrosion defeats and, as corollary, breakage of load-carrying members at rather low levels of loading.

The heightening of reliability of prediction of resource of a carrier system is possible during calculation which is taking into account results of a research of changing a tension of a carrier system in an operating conditions with a heightening of its corrosion defeats, and also lowering of endurance strength during effect of a corrosion-hostile environment, characteristic for maintenance of the bus.

These researches are bounded up with considerable expenditures of work and time, however expediency them is doubtless. So, on data of the American contributors, the development of corrosion of the vehicle's body units can reach 0,2 mms annually. During corrosion defeats on the exterior and internal sides the tubular profiles 60×40×4 mm lose annually 9,5 % of the flexural strength and 10 % of stress-strain strength. For the tubular profiles 40×40×2,5 mm these indexes are equal 15,3 and 16 % accordingly.

3. Conclusion

On a foundation of research of a fatigue strength of one of the bus's load-carrying members it is possible to mark low reliability of accepted now methods of calculation corrosion defeats, not taking into account them. The improvement of corrosion inhibition of buses body only indirectly rises reliability of calculation's results. Immediately it happens only at the registration of corrosion defeats. Generally for essential approach of estimations of operation and calculated longevities in given operation conditions it is necessary to consider the equations of regression in the function of time and path of run, as is apparent, that because of differences in perception by the bus carrier system in different weight states of twisting and flexural loads it is impossible to express a value of coefficient of increase (decrease) of strength of unit's carrier system with increase of corrosion defeats by one numerical value for all conditions of maintenance.

References: 1. Lejda K., Akopjan R. Theoretical and operational problems of buses and their prime movers. - Lviv "Meta", 2002. - 450s. 2. Акопян Р.А., Хрунь В. М. Исследование нагруженности несущих систем автобусов при использовании статистических методов. - Автомобильная промышленность, 1976. № 12. 3. Болотин В. В. Применение методов теории вероятности и теории надежности сооружений. - М.: Изд-ство литературы по строительству, 1981. 4. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдорович Р. М. Несущая способность и расчет детали машин на прочность. - М.: Машиностроение, 1975. 5. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. - М.: Машгиз, 1973.

Сдано в редакцию 12.12.04

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

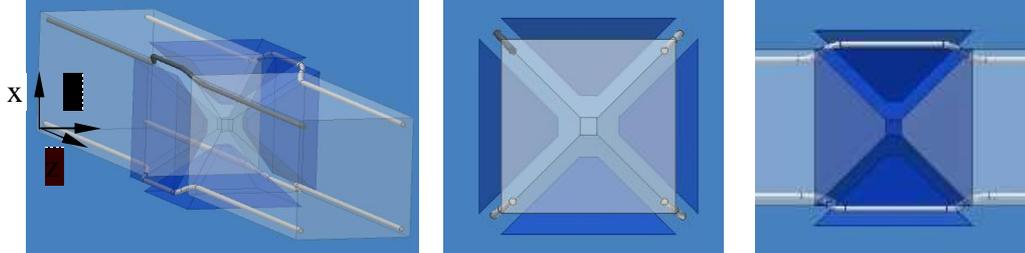


Fig. 1. The occurrence of punching cones in case of detonation of explosive charge placed into reinforced concrete element

THE OPTIMISATION OF REINFORCED CONCRETE ELEMENTS DEMOLITION

Lupoae M., Orban O. (MTA, Bucuresti, Romania)

The process of reinforced concrete elements demolition is very important in buildings controlled demolition works because it can increase the productive effects (cracking, fragmentation and low ejection of concrete fragments) and decrease the undesired effects (high ejection of concrete fragments and seismic waves).

This paper presents some theoretically and experimentally aspects regarding the optimisation of reinforced concrete elements demolition.

Introduction

The necessity to remove some buildings in more and more economical and safety manner, conducts to the occurrence of new performant methods and techniques for demolition. In a present, the controlled demolition using explosives is probably the most applied technique because of its advantages. For the efficiency and safe enhancement of this method you must improve the three activities that are base of that kind of works: the establishment of concrete elements that will be destroyed and also the order in which that will be does, the explosive charge calculation for destruction of the chosen concrete elements and the environment protection.

For an efficient process of reinforced concrete elements destruction in controlled demolition works, you must take into account the effects produced about the adjacent medium and environment. Thus, in that kind of works can appear productive effects (cracking, fragmentation and low ejection of concrete fragments) and undesired effects (aerial shock waves, high ejection of concrete fragments and seismic waves). It results from here the necessity of optimisation of the reinforced concrete elements destruction process according to explosive type used, the calculation of explosive charge needed and the calculation of the drilling parameters.

Now a days the amount of explosive charge, necessary for reinforced concrete elements destruction, that results after the calculation, is bigger than you need because you cannot take into consideration the amount of reinforced bars and stirrups. The theoretically and experimentally researches that are presented in this paper treat the influence of bars and stirrups about the effectiveness of reinforced concrete elements destruction.

Theoretical aspects

In cases of detonation of explosive charge placed into reinforced concrete element occur four punching cones like in figure 1.

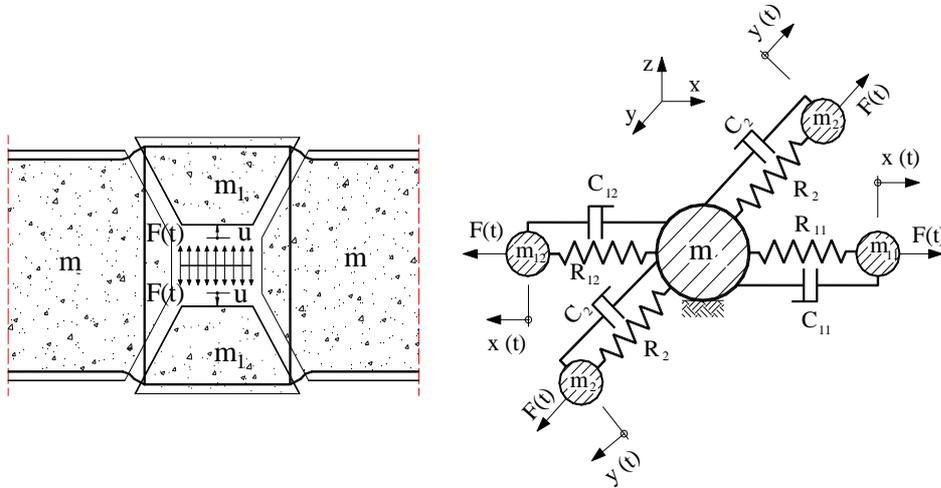


Fig. 2. The model of explosive charge detonation into reinforced concrete element

The mathematical model uses four masses in accordance with punching cones that appeared and it has a single degree of freedom because the global bending was very few and it is neglected. That is the reason for considering the participant mass of beam moveless (**figure 2**).

The model presented in figure 2 leads to three equilibrium equations:

$$m_{11}\ddot{x}_1 + C_{11}\dot{x}_1 + R_{11}x_1(t) = F(t) \quad (1)$$

$$m_{12}\ddot{x}_2 + C_{12}\dot{x}_2 + R_{12}x_2(t) = F(t) \quad (2)$$

$$m_2\ddot{y} + C_2\dot{y} + R_2y(t) = F(t) \quad (3)$$

These equations are independent of each other and are varying according to spring stiffness and damping characteristics, because of different cross dimensions of reinforced concrete elements and different amount of rebar for horizontal and vertical directions. If the amount of top reinforced bars is equal to the amount of bottom reinforced bars, then there are only two equations:

$$m_1\ddot{x} + C_1\dot{x} + R_1x(t) = F(t) \quad (4)$$

$$m_2\ddot{y} + C_2\dot{y} + R_2y(t) = F(t) \quad (5)$$

and if the dimensions of the cross section are equal, then there is only one equation that can be any other between equation (4) or (5).

Input parameters are represented by curves of force applied on drilling-holes in time and curves of spring stiffness and damping characteristics in terms of deformation.

Application of the model

Using this model, we analyzed the influence of bars and stirrups on the effectiveness of reinforced concrete elements' destruction. Input parameters are presented in **Table 1**.

Table 1 - Computed spring stiffness and damping characteristics for some reinforced concrete elements

Element	Dimensions LxBxH [m]	Reinforcement area				Strengths and maximum deformations [MN] , [cm]			
		Stirrups [cm ² /m ²]		Reinforcement [cm ² /m]		Stirrups		Concrete	
		Left-Right	Left-Right	Top	Bottom	Left-Right	Left-Right	Top-Bottom	Left-Right
Lintels B1 and B2	2,80x0,15x0,20	18,8496	25,1327	1,5708	1,5708	0,02199 0,40950	0,05307 0,26320	0,06048 0,00216	0,10948 0,00139
Lintels B3 and B4	2,10x0,30x0,30	22,3402	22,3402	2,2619	2,2619	0,10749 0,58500	0,10749 0,58500	0,24948 0,00370	0,24948 0,00370
Beam G1	3,15x0,20x0,35	43,0847	75,3982	0,5655	2,2619	0,09097 0,84830	0,49509 0,40000	0,10948 0,00447	0,34048 0,00216

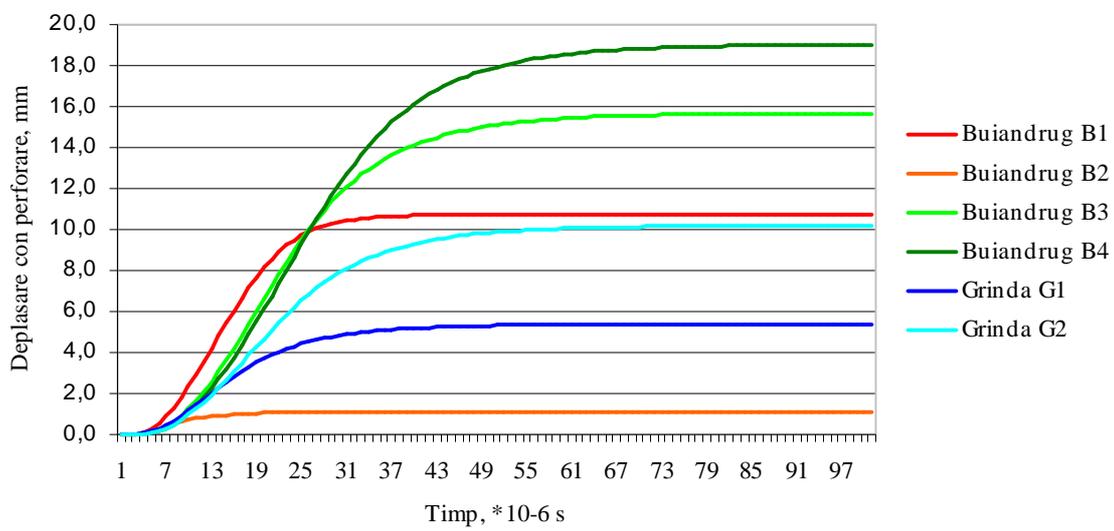


Fig. 4. Punching cones displacements for some reinforced concrete elements used for experimentally researches

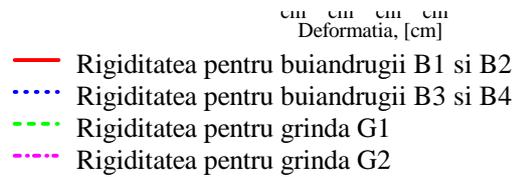


Fig. 3. Curves of spring stiffness characteristics in terms of deformation for some reinforced concrete elements

Beam G2	2,00x0,30x0,40	33,5103	44,6804	1,0053	6,2832	0,16123 0,87750	0,38387 0,58500	0,24948 0,00524	0,44548 0,00370
---------	----------------	---------	---------	--------	--------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------

Curves of spring stiffness characteristics in terms of deformation for reinforced concrete elements presented in **table 1** are showed in **figure 3**.

For getting punching cones displacements we are decided to use ADAMS software for numerical resolve of equation (4). This selection was motivated the fact that ADAMS software permits to interpret the results by following in same time the variation of spring stiffness and damping characteristics. The punching cones displacements for reinforced concrete elements used for experimentally researches are showed in **figure 4**.

Conclusions

By analysing the curves of punching cones displacements one can conclude the followings things:

- the charge and type of explosive have an important role in punching cones displacements for identical reinforced concrete elements (lintel B1 and B2, respectively lintel B3 and B4);
- the charge and type explosive influence is more bigger in case of strong reinforcement (a 8.59 cm value for diference between displacement for lintel B1 and B2 in comparison with a 3.3 cm value for diference between displacement for lintel B3 and B4);
- the results showed that there is a good corespondence between the punching cones displacements and the destruction zones as one can see in figure 5.

Bibliography: **1.** A.J. Sheridan, C.A. Cowdery – “An analysis of shear/flexure coupling applied to the failure of reinforced Concrete Structures”, Structures under shock and impact II, Computational Mechanics Publications, Thomas Telford, 1992. **2.** Goga D., Lupoae M. - Studiul interacțiunii dintre explozivii utilizați la demolarea clădirilor și elementele de construcții, Conferința de detonică, Târgu Jiu, 2001. **3.** Orban O., Lupoae M - The Reinforced Concrete Elements under Explosive Loading Dezvoltarea tehnologică și sisteme de construcții de mașini, nr.26, Donetsk, 2003. **4.** J. Luckyram, B.M. Stewart, G.M. Zintilis – “Blast loaded R.C.Slabs a

binary response model for shear and flexure interaction”, Structures under shock and impact II, Computational Mechanics Publications, Thomas Telford, 1992. **5.** *** - “Concrete Structures under impact and impulsive loading”, Synthesis report, Aout 1988.

Сдано в редакцию 09.01.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

INFLUENCE OF ERRORS COMPENSATION ON CONDITIONS OF THE SIZES' MACHINING ACCURACY

Toca A., Stroncea A., Rushica I., Reutsa V.
(*Technical University of Moldova, Kishinev, Moldova*)

In the paper we investigate the influence of constructive and technological dimensional links on conditions of formation of the machining accuracy sizes in conditions of errors compensation. It is shown, that the formation the sizes from technological locating datum surface demands higher accuracy of the technological sizes, but in this case, the machining allowances are more stable. At the formation the sizes by the means of transitions from technological locating datum surface to adjustment surface, the accuracy sizes is achieved without necessity of increase of an accuracy of the technological sizes, but thus, it is observed a growth of tolerances of the machining allowances and decreasing of the accuracy if some surface will not be machined. In the all cases the compensation of errors positively influences the machining accuracy and stability.

1. Introduction

The dimensional analysis of the manufacturing process is a methodology which offers the possibility: to establish these links at the elaboration stage of the manufacturing process, to establish the accuracy of machining, to choose correctly the machine tool's accuracy after the accuracy of machining, to establish the accuracy norms for the technological device, permits to trace out the narrow places, makes the manufacturing processes to be well-balanced. At the same time, the tackling of the dimensional analysis problems is done on the special positions, especially regarding the mechanism of the accuracy assurance. It treats, first of all, to effect of compensation of machining errors, which allows with the greater reliability to evaluate the machining accuracy considering the phenomenon of errors compensation.

2. Accuracy sizes formation with effect of errors compensation

In the paper /1,2,3,4/ the analysis of conditions of accuracy sizes formation is fulfilled depending on structure of constructive and technological sized links. There were analyzed examples of details machining with different constructive dimensional links (fig.1) with a formation of the sizes from technological locating datum surface (fig. 2, 9) and from adjustment surfaces (fig. 6, 10).

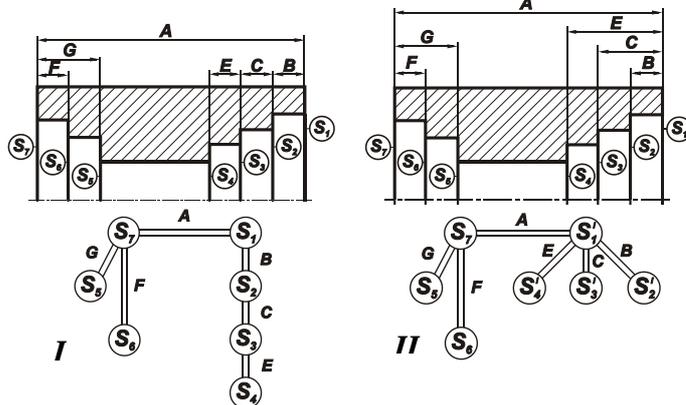


Fig.1. The constructive variants of machined details and the appropriate structures of the dimensional constructive links

constructive size from the scheme of constructive

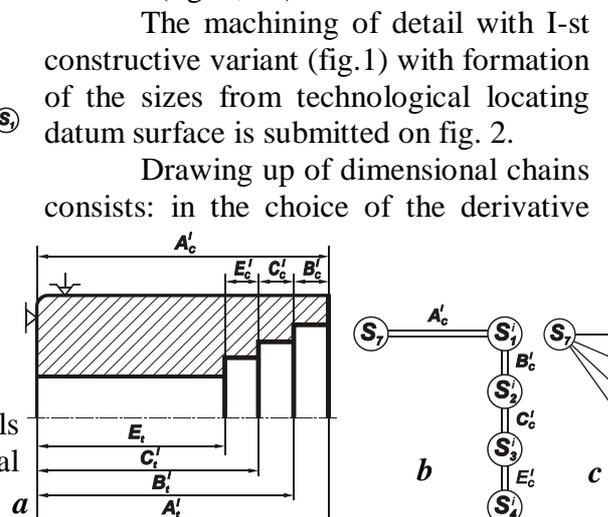


Fig.2. Formation of the sizes from technological locating datum surface: a) - the operational sketch, b) - constructive dimensional links, c) - technological dimensional links

links as closing; in definition of that technological size by means of which it will be assured (from the scheme of technological dimensional links); in the choice of the other technological sizes already generated to close the dimensional chain. At a stage i of machining the derivative constructive size A_c^i coincides with the technological size A_t^i , therefore the dimensional chain contains only two links and the technological accuracy of the machine tool is transferred to a detail lost-free (fig.3 a). But thus there is no compensation of errors [3]. For the size B_c^i (as for the sizes C_c^i and E_c^i with identical dimensional links) the dimensional chain powers up three links (fig.3 b) and errors compensation also takes place. In a ratio of tolerances ω it is possible to write down:

$$\begin{aligned}
 \omega_{A_t^i} &\leq \omega_{A_c^i} \\
 \omega_{B_t^i} + \omega_{A_t^i} &\leq \omega_{B_c^i} + 2\omega_{1^i 2^i}^{comp} \\
 \omega_{C_t^i} + \omega_{B_t^i} &\leq \omega_{C_c^i} + 2\omega_{2^i 3^i}^{comp} \\
 \omega_{E_t^i} + \omega_{C_t^i} &\leq \omega_{E_c^i} + 2\omega_{3^i 4^i}^{comp},
 \end{aligned} \tag{1}$$

where $2\omega_{S_1^i S_2^i}^{comp}$ is the magnitude of errors compensation from correlation of machining the surfaces S_1 and S_2 at the stage i .

Obtained inequalities specify necessity to establish the accuracy value $\omega_{A_t^i}$, $\omega_{B_t^i}$, $\omega_{C_t^i}$ and $\omega_{E_t^i}$ of the technological sizes A_t^i , B_t^i , C_t^i and E_t^i , and at the same time to reach the accuracy of the derivative constructive sizes it is necessary to execute the technological sizes with the greater accuracy. From (1) follows, that the effect of errors compensation reduces accuracy required of technological sizes.

At repeated machining all surfaces at a stage $i+1$ under the same scheme inequalities such as (1) will be fair. From processed surfaces S_1 , S_2 , S_3 and S_4 the machining allowances are deleted and their tolerances identified by the accuracy of the same technological sizes at two sequential stages (fig.4). After machining of surface S_1 the size B_c possess the value B_c^{int} with

tolerance $\omega_{B_c^{int}} = \omega_{A_t^{i+1}} + \omega_{B_t^i} - 2\omega_{1^{i+1} 2^i}^{comp}$. It is visible, that the accuracy increased by

value $\omega_{A_t^i} - \omega_{A_t^{i+1}}$ (fig.5). Thus the sizes C_c and E_c , do not vary. At machining the surfaces

S_1 and S_2 the tolerance of the size B_c^{i+1} possess the value

$\omega_{B_c^{i+1}} = \omega_{A_t^{i+1}} + \omega_{B_t^{i+1}} - 2\omega_{1^{i+1} 2^{i+1}}^{comp}$ also the accuracy of the size is a little improved C_c -

$\omega_{C_c^{int}} = \omega_{B_t^{i+1}} + \omega_{C_t^i} - 2\omega_{2^{i+1} 3^i}$. In conclusion, for the sequential machining of surfaces we

shall receive (without the consideration and in view of effect of errors compensation ω^{comp}):

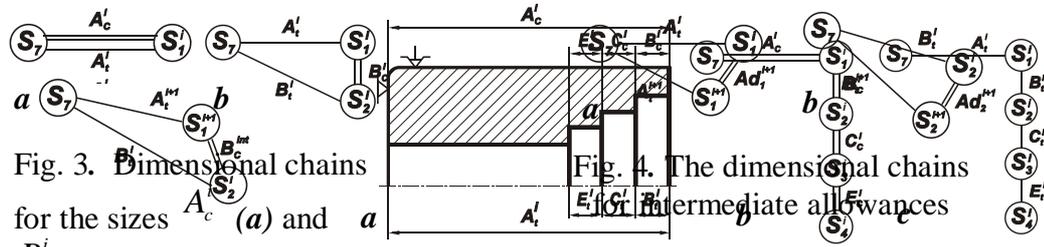


Fig. 3. Dimensional chains for the sizes A_c^i (a) and B_c^i (b)

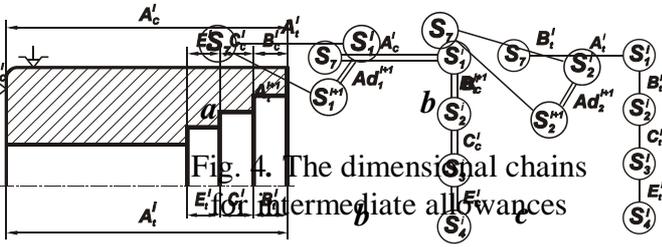


Fig. 4. The dimensional chains for intermediate allowances

Fig. 5. The dimensional chains for intermediate sizes

Fig. 6. Formation of the sizes from adjustment surfaces. a) - the operational sketch, b) - constructive dimensional links, c) - technological dimensional links

$$\begin{aligned}
 S_1 : \quad & \omega_{A_t^{i+1}} \leq \omega_{A_c^{i+1}} \\
 & \omega_{Ad_1^{i+1}} = (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{11^{i+1}}^{comp} \\
 & \omega_{B_c^{int}} = \omega_{A_t^{i+1}} + \omega_{B_t^i} - 2\omega_{1^{i+1}2^i}^{comp} \\
 S_1, S_2 : \quad & \omega_{B_t^{i+1}} + \omega_{A_t^{i+1}} \leq \omega_{B_c^{i+1}} + 2\omega_{1^{i+1}2^{i+1}}^{comp} \\
 & \omega_{Ad_2^{i+1}} = (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i2^{i+1}}^{comp} \\
 & \omega_{C_c^{int}} = \omega_{B_t^{i+1}} + \omega_{C_t^i} - 2\omega_{2^{i+1}3^i}^{comp} \\
 S_1 \dots S_3 : \quad & \omega_{C_t^{i+1}} + \omega_{B_t^{i+1}} \leq \omega_{C_c^{i+1}} + 2\omega_{2^{i+1}3^{i+1}}^{comp} \\
 & \omega_{Ad_3^{i+1}} = (\omega_{C_t^i} + \omega_{C_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i3^{i+1}}^{comp} \\
 & \omega_{E_c^{int}} = \omega_{C_t^{i+1}} + \omega_{E_t^i} - 2\omega_{3^{i+1}4^i}^{comp} \\
 S_1 \dots S_4 : \quad & \omega_{E_t^{i+1}} + \omega_{C_t^{i+1}} \leq \omega_{E_c^{i+1}} + 2\omega_{3^{i+1}4^{i+1}}^{comp} \\
 & \omega_{Ad_4^{i+1}} = (\omega_{E_t^i} + \omega_{E_t^{i+1}}) - 2\omega_{4^i4^{i+1}}^{comp}
 \end{aligned} \tag{2}$$

From (2) it is visible, that the errors compensation allows to lower an accuracy of technological sizes, reduces tolerance of a machining allowances, softens a phenomena of loss of accuracy of intermediate sizes.

The machining of detail I-st constructive variant (fig.1) with formation the sizes from adjustment surfaces is submitted on fig. 6. The adjustment surfaces for the sizes B_c , C_c and E_c correspond sequentially to a surface S_1 , S_2 and S_3 . It is visible, that schemes of constructive and technological dimensional links completely coincide. As a consequence, the dimensional chain for all derivative constructive sizes are powered up with only two links and a technological accuracy of the machine tool are transferred to a detail lost-free. As the surfaces are formed sequentially from each other, the phenomenon of compensation of errors operates. Then it is possible to write (without the consideration and in view of effect of errors compensation):

$$\begin{aligned}
\omega_{A_t^i} &\leq \omega_{A_c^i} \\
\omega_{B_t^i} &\leq \omega_{B_c^i} + 2\omega_{1^i 2^i}^{comp} \\
\omega_{C_t^i} &\leq \omega_{C_c^i} + 2\omega_{2^i 3^i}^{comp} \\
\omega_{E_t^i} &\leq \omega_{E_c^i} + 2\omega_{3^i 4^i}^{comp}
\end{aligned} \tag{3}$$

For a machining stage $i+1$, under the same scheme inequalities (4) are identical and fair. At machining a surface S_1 the machining allowances Ad_1 is deleted, the size A_c passes in a condition A_c^{i+1} (fig.4a), the size B_c passes in an intermediate condition B_c^{int} (fig. 7). The machining of the surface S_2 with the elimination of the machining allowances Ad_2 provokes the transition of the size B_c from the condition B_c^{int} to a condition B_c^{i+1} , and the size C_c passes in an intermediate condition C_c^{int} and so on (fig.8).

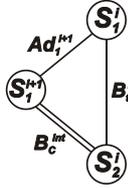


Fig. 7. The dimensional chains for intermediate sizes

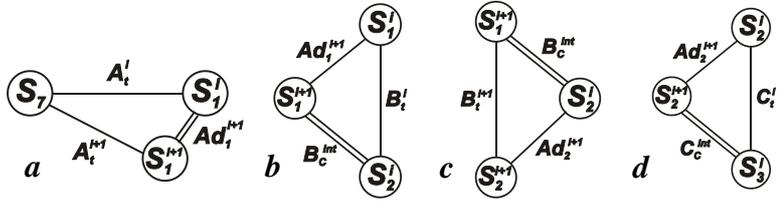


Fig. 8. The dimensional chain for determination of the intermediate allowances and sizes

The solving of the dimensional chains taking in the consideration the sequential machining of surfaces we shall receive:

$$\begin{aligned}
S_1: \quad &\omega_{A_t^{i+1}} \leq \omega_{A_c^{i+1}} \\
&\omega_{Ad_1^{i+1}} = (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\
&\omega_{B_c^{int}} = \omega_{B_t^i} - 2\omega_{1^i 2^i}^{cmp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\
S_1, S_2: \quad &\omega_{B_t^{i+1}} \leq \omega_{B_c^{i+1}} + 2\omega_{1^{i+1} 2^{i+1}}^{comp} \\
&\omega_{Ad_2^{i+1}} = (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\
&\omega_{C_c^{int}} = \omega_{C_t^i} - 2\omega_{2^i 3^i}^{cmp} + (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} + \\
&\quad + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\
S_1 \dots S_3: \quad &\omega_{C_t^{i+1}} \leq \omega_{C_c^{i+1}} + 2\omega_{2^{i+1} 3^{i+1}}^{comp}
\end{aligned} \tag{4}$$

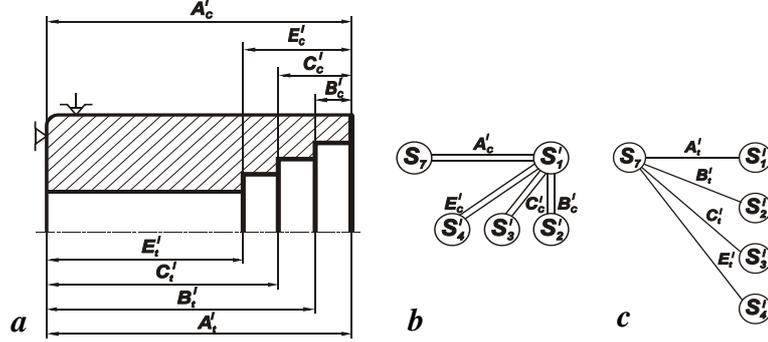


Fig.9. Formation of the sizes from technological locating datum surface.

- a) - the operational sketch,
b) - constructive dimensional links,
c) - technological dimensional links

$$\omega_{Ad_3^{i+1}} = (\omega_{C_t^i} + \omega_{C_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp} + (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} +$$

$$+ (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp}$$

$$\omega_{E_c^{int}} = \omega_{E_t^i} - 2\omega_{3^i 4^i}^{comp} + (\omega_{C_t^i} + \omega_{C_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp} +$$

$$+ (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp}$$

$$S_1, \dots, S_4: \quad \omega_{E_t^{i+1}} \leq \omega_{E_c^{i+1}} + 2\omega_{3^{i+1} 4^{i+1}}^{comp}$$

$$\omega_{Ad_4^{i+1}} = (\omega_{E_t^i} + \omega_{E_t^{i+1}}) - 2\omega_{4^i 4^{i+1}}^{comp} + (\omega_{C_t^i} + \omega_{C_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp} +$$

$$+ (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp}$$

From (4) it is visible, that at an after machining of only one part of surfaces there appears a decreasing of the machining accuracy about which the values of technological tolerances of the intermediate sizes B_c^{int} , C_c^{int} and E_c^{int} . Except this, at machining of each following surface the machining allowances tolerance grows. Also the conditions of machining become less stable. However and the lowering of intermediate size's accuracy and the growth of the machining allowances tolerance is softened by compensation of errors. In case of use at machining instead of technological locating datum surface the adjustment surface, thus the tolerance of the machining allowances depends on tolerances of all technological sizes at two adjacent stages of machining, defining a position of a processed surface concerning each adjustment surfaces used till technological locating datum surface. But thus, effect of compensation will be defined in each pair sequential machining of the same surface.

The machining of detail II-nd constructive variant (fig.1) with formation of the sizes from technological locating datum surface is submitted on fig. 9.

Dimensional link and chain for the size A_c^i coincides with fig. 3 a, and for the sizes B_c^i , C_c^i and E_c^i are identical with fig. 3 b. Then:

$$\omega_{A_t^i} \leq \omega_{A_c^i}$$

$$\omega_{B_t^i} + \omega_{A_t^i} + \leq \omega_{B_c^i} + 2\omega_{1^i 2^i}^{comp}$$

$$\omega_{C_t^i} + \omega_{A_t^i} \leq \omega_{C_c^i} + 2\omega_{1^i 3^i}^{comp} \quad (5)$$

$$\omega_{E_t^i} + \omega_{A_t^i} \leq \omega_{C_c^i} + 2\omega_{1^i 4^i}^{comp}$$

The character of the inequalities (5) are fair also for an after machining at the stage $i + 1$. Thus, from surfaces S_1 , S_2 , S_3 and S_4 machining allowances are deleted and their tolerance depends on tolerances of the appropriate sizes at the next stages of machining:

$$\begin{aligned}\omega_{Ad_1^{i+1}} &= (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\ \omega_{Ad_2^{i+1}} &= (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} \\ \omega_{Ad_3^{i+1}} &= (\omega_{C_t^i} + \omega_{C_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp} \\ \omega_{Ad_4^{i+1}} &= (\omega_{E_t^i} + \omega_{E_t^{i+1}}) - 2\omega_{4^i 4^{i+1}}^{comp}\end{aligned}\quad (6)$$

The machining of detail II-nd constructive variant (fig.1) with formation of the sizes from adjustment surface is submitted on fig. 10. Here for all sizes B_c , C_c and E_c the adjustment surface is S_1 .

Dimensional links and dimensional chains power up on two links similarly fig. 3 and inequalities are fair:

$$\begin{aligned}\omega_{A_t^i} &\leq \omega_{A_c^i} \\ \omega_{B_t^i} &\leq \omega_{B_c^i} + 2\omega_{1^i 2^i}^{comp} \\ \omega_{C_t^i} &\leq \omega_{C_c^i} + 2\omega_{1^i 3^i}^{comp} \\ \omega_{E_t^i} &\leq \omega_{E_c^i} + 2\omega_{1^i 4^i}^{comp}\end{aligned}\quad (7)$$

The after machining at a stage $i + 1$ will be carried out in conditions of identical inequalities (7), thus, for the size A_c schemes on fig. 8 a are valuable and, for the size B_c are suitable - fig. 8 b, and for the sizes C_c and E_c - similar as on fig. 8 b. Then:

$$\begin{aligned}S_1: \quad \omega_{A_t^{i+1}} &\leq \omega_{A_c^{i+1}} \\ \omega_{Ad_1^{i+1}} &= (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\ \omega_{B_c^{int}} &= \omega_{B_t^i} - 2\omega_{1^i 2^i}^{cmp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\ S_1, S_2: \quad \omega_{B_t^{i+1}} &\leq \omega_{B_c^{i+1}} + 2\omega_{1^{i+1} 2^{i+1}}^{comp} \\ \omega_{Ad_2^{i+1}} &= (\omega_{B_t^i} + \omega_{B_t^{i+1}}) - 2\omega_{2^i 2^{i+1}}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\ \omega_{C_c^{int}} &= \omega_{C_t^i} - 2\omega_{1^i 3^i}^{cmp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp} \\ S_1 \dots S_3: \quad \omega_{C_t^{i+1}} &\leq \omega_{C_c^{i+1}} + 2\omega_{1^{i+1} 3^{i+1}}^{comp}\end{aligned}\quad (8)$$

$$\omega_{Ad_3^{i+1}} = (\omega_{C_t^i} + \omega_{C_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp}$$

$$\omega_{E_c^{int}} = \omega_{E_t^i} - 2\omega_{1^i 4^i}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{1^i 1^{i+1}}^{comp}$$

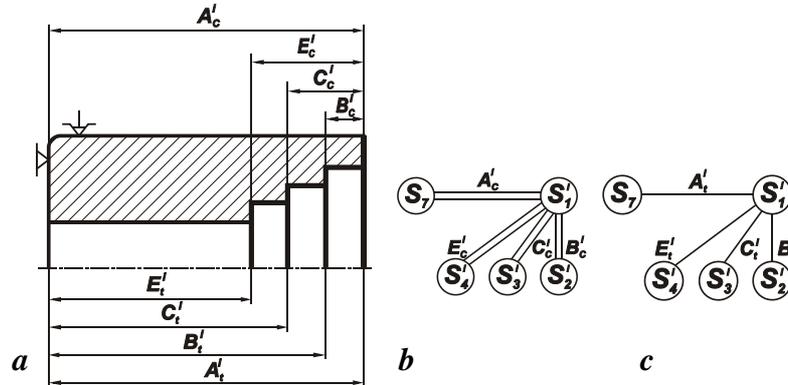


Fig. 10. Formation of the sizes from adjustment surfaces.

- a) - the operational sketch,
- b) - constructive dimensional links,
- c) - technological dimensional links

$$S_{1, \dots, S_4}: \quad \omega_{E_t^{i+1}} \leq \omega_{E_c^{i+1}} + 2\omega_{3^{i+1} 4^{i+1}}^{comp}$$

$$\omega_{Ad_4^{i+1}} = (\omega_{E_t^i} + \omega_{E_t^{i+1}}) - 2\omega_{4^i 4^{i+1}}^{comp} + (\omega_{A_t^i} + \omega_{A_t^{i+1}}) - 2\omega_{3^i 3^{i+1}}^{comp}$$

From (8) follows, that the tolerance of a machining allowances deleted with a surface is defined by a accuracy of the appropriate technological sizes at two sequential stages of machining and the accuracy of sizes between technological locating datum surface and adjustment surface at two sequential stages of machining. Effect of errors compensation will be defined by the machining errors of the appropriate surface and machining of the surface accepted as technological locating datum surface.

3. Conclusions

The schemes of machining with a formation of sizes from technological locating datum surface are characterized by unfavorable conditions of accuracy formation for derivative constructive sizes, but the machining allowances are more stable.

The schemes of machining with substitution of technological locating datum surface by adjustment surfaces are characterized by favorable conditions for accuracy formation of the derivative constructive sizes as dimensional links power up only on two elements. The machining allowances are instable because their tolerance depends on multiples change of bases, and lowering of the accuracy if the line-up of repeated machining is broken off.

More exact estimation can be received executing the dimensional analysis taking into consideration the effects of errors compensation /5/.

References. **1.** Matveev V. V., Tverskoj M. M., Boikov F. I. Razmernyj analiz tehnologičeskijh processov – M.: Masinistroenie, 1982. – 264 s., **2.** Fridlender I. G., Ivanov V. A., Barsukov M. V., Slucker V. A.. Razmernyj analiz tehnologičeskijh processov obrabotki – L.: Masinistroenie, 1987.–141 s., **3.** Toca A. The dimensional analyses with effects of the errors compensation. Buletinul institutului politehnic Iași, tomul XLVI, Supliment I, Iași, 2000, p. 137 – 140, **4.** Toca A., Stroncea A., Rushica I. Influence of a constructive and technological dimensional links on conditions of formation the sizes' machining accuracy. Buletinul institutului politehnic Iași, tomul XLVIII, Supliment I, Iași, 2000, p. 269 – 276.

Сдано в редакцию 07.02.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

MODELISATION ET VERIFICATION EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE D'UN MOTEUR THERMIQUE

Kharroubi H., Nasri. R. (Ecole Supérieure des Ingenieurs de l'Équipement Rural Medjez El Bab Ecole Nationale D'ingenieurs de Tunis Tunisie)

One presents initially the basic model < K rod crank "of a cylinder of a diesel engine where one draws up the assessment of the inertial and no inertial efforts external brought into play during a cycle of operation of an engine. These efforts are then projected on the stages of the crankshaft in order to used in vibratory calculations. One proceeds consequently to a modeling of the engine in rigid system resting on visco elastic supports (the engine is supposed to be in deformable).

Les fonctions mécaniques assurées par un moteur thermique engendrent des forces et des couples qui sont transmis à la structure support du moteur. Ces efforts cycliques peuvent provoquer des vibrations, ce qui peut générer une résonance dans certaines parties constitutives du bâti.

La fixation du moteur sur son support ne doit pas induire des contraintes élevées au bâti, c'est pourquoi on utilise la suspension élastique. On se propose dans le cadre de ce travail d'estimer d'une part les efforts cylindriques générés par le fonctionnement du moteur, et d'autre part de calculer leur effet sur le véhicule en procédant à la modélisation du moteur et sa fixation par un système direct.

Cette étude devra permettre de déterminer le comportement vibratoire du cylindre et prédire la réponse à tout type de problème mécanique.

Le bâti cylindre est l'objet de contraintes mécaniques provenant :

- des forces nées de la compression de l'air et de la combustion du mélange gazeux.
- des forces d'inertie nées du déplacement des pièces mobiles.

Ces contraintes sont à l'origine des problèmes de vibrations propres aux moteurs Diesel.

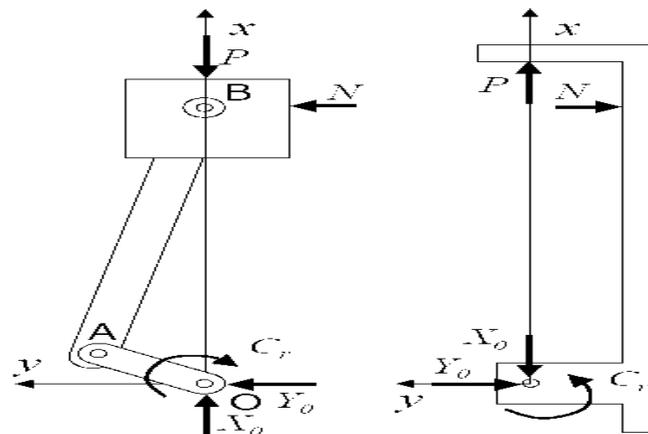


Fig. 1. Schema de base du systeme bielle manivelle

Forces motrices (non inertielles) :

- Force de pression due au gaz P .
- Couple résistant à la manivelle C_r .
- Réaction exercée par le cylindre sur le piston N .
- Réactions exercées par le vilebrequin sur la manivelle X_0 et Y_0 .

Forces inertielles :

- Selon ox : Force d'inertie engendrée par le mouvement alternatif du piston.

- Selon ox et oy : Force d'inertie engendree par le mouvement de la tete de bielle et de la manivelle.

Forces nees de la compression de l'air et de la combustion des gaz :

- la pression radiales agissant sur la chemise s'auto equilibre.

$$P = p \frac{\pi D^2}{4}$$

Les forces agissant sur le piston : , (p : pression regnant dans la chemise) de direction et de sens fixes et de grandeur variable et de periodicite 4π (moteur a 4 temps).

Les forces ayant agi sur le piston sont transmises (aux frottements pres) aux coussinets de palier et soumettent de ce fait le bati cylindres a une extension

Forces d'inertie, provoques par le deplacement des pieces mobiles Le deplacement alternatif du

piston sur ox engendre une force d'inertie egale a $m_3 \ddot{s}$.

Cette force, dirige selon ox , est transmise aux coussinets de palier. Elle s'y traduit par deux forces alternees par rapport a O.

La rotation de la manivelle du vilebrequin engendre, en O, une force d'inertie centrifuge, \vec{F}_c , pratiquement constante, egale a $m_1 \Omega^2 c$. Elle est transmise au coussinet de palier, donc au bati, des contrepoids fixes sur les flasques du vilebrequin permettent de reduire c , donc d'abaisser et meme d'annuler l'amplitude de cette force tournante (suite a un equilibrage).

La force F_t ayant agi sur le piston se decompose au niveau de l'axe du piston en :

une force F_b dirigee suivant la bielle $F_b = \frac{F_t}{\cos \phi} = \frac{F_t}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}$ ou $\lambda = \frac{r}{l}$ et un effort N de

reaction laterale entre le piston et la paroi du cylindre. $N = F_t \operatorname{tg} \phi = F_t \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}$

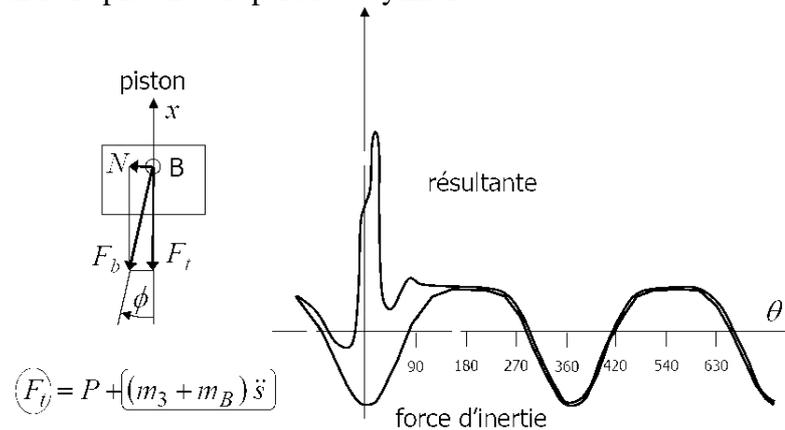


Fig. 2. Forces appliquees sur le piston

F_b est transmise integralement au maneton et se decompose en une force tangentielle $T = F_b \sin(\theta + \phi)$ et une force radiale $R = F_b \cos(\theta + \phi)$.



Fig. 3. Forces transmises au maneton

$$\vec{R}_{AN} = \vec{R}_{BN} = \frac{\vec{R}l_B}{l_A + l_B} = \frac{1}{2} \vec{R} \quad (\text{pour } l_B = l_A) \quad \vec{T}_{AN} = \vec{T}_{BN} = \frac{\vec{T}l_B}{l_A + l_B} = \frac{1}{2} \vec{T}$$

Pour decrire les mouvements du piston et du vilebrequin, nous choisissons le PMH comme reference lineaire ($x_{PMH}=0$) et angulaire ($\theta_{PMH}=0$).

Suivant ox : $x_{piston} = (r+l) - r \cos \theta - l \cos \phi = (r+l) - s$ soit $r \cos \theta + l \cos \phi = s$

Suivant oy : $r \sin \theta - l \sin \phi = 0$

r est le rayon du vilebrequin, et l est la longueur de la bielle, ou plus exactement la distance entre ces deux axes de rotation (cote vilebrequin et cote piston). s : est la course du piston

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}$$

$$\dot{s} = -r \dot{\theta} \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad \text{et} \quad \ddot{s} = -r \ddot{\theta} \left(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta \right) - r \dot{\theta} \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right)$$

Schéma équivalent

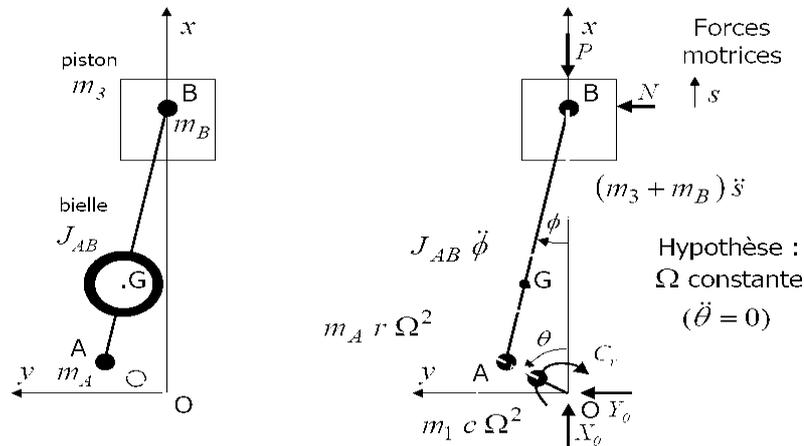


Fig. 5. Forces appliquees sur le piston

- a) La force F_t ayant agi sur le piston : $F_t = P + (m_3 + m_B) \ddot{s}$
- $P = \frac{\pi D^2}{4} p$: c'est l'effort du a la pression p regnant dans la chemise. La pression p est une grandeur variable qui varie en fonction de l'angle θ du vilebrequin et de periodicite 4π pour les moteurs a 4 temps.

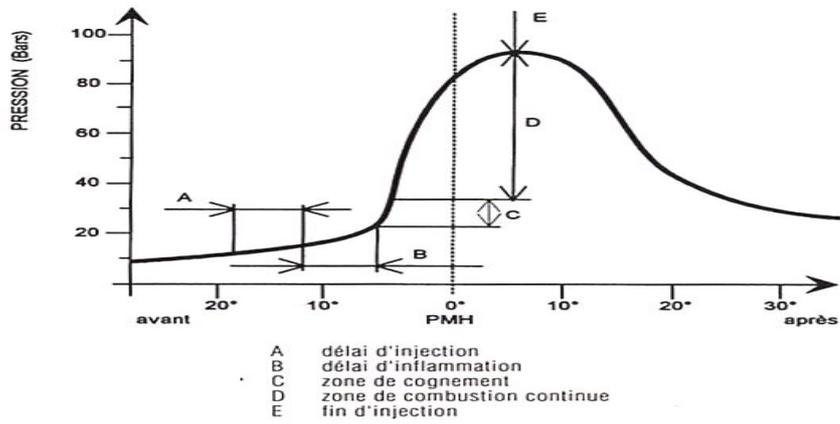


Fig. 6. **Graphique de pression du moteur Diesel**

La pression est une fonction périodique de période 4π qui se décompose en série de Fourier.

$$b) \quad R_{AN} = R_{BN} = \frac{1}{2} R = \frac{1}{2} F_b \cos(\theta + \phi) = \frac{1}{2} F_t \frac{\cos(\theta + \phi)}{\cos \phi}$$

$$R_{AN} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi D^2}{4} p(\theta) - m_i r \Omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \right) \left(-\frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{3}{8} \lambda^2 \right) + \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{2} \right) \cos 2\theta - \frac{\lambda^3}{16} \cos 4\theta \right)$$

$$c) \quad R_{AT} = R_{BT} = \frac{1}{2} T = \frac{1}{2} F_b \sin(\theta + \phi) = \frac{1}{2} F_t \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi}$$

$$R_{AT} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi D^2}{4} p(\theta) - m_i r \Omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \right) \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \sin 2\theta - \frac{\lambda^3}{16} \sin 4\theta \right)$$

Calcul des efforts de Reaction d'un moteur Diesel à 4 temps à 4 cylindres en ligne sur les paliers :

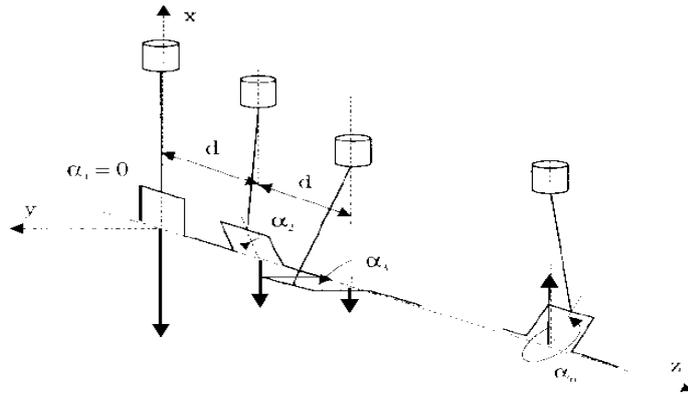
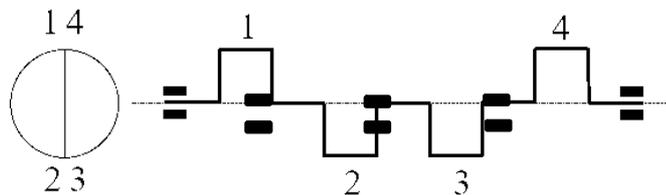


Fig. 7. Moteur en ligne à n cylindres

α_i : angle de calage de manivelle du piston n°i. $\alpha_i = \frac{\dots}{i}$

Les manivelles seront donc opposées 2 à 2 dans le même plan.

$$\alpha_1 = 0^\circ; \quad \alpha_2 = 180^\circ; \quad \alpha_3 = 180^\circ; \quad \alpha_4 = 0^\circ$$



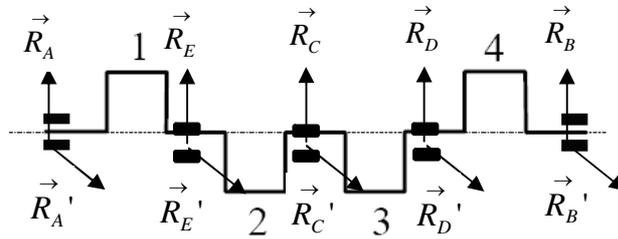


Fig. 8. Reactions sur les paliers

$$R_{AN_i} = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi D^2}{4} p_i(\theta) - m_i r \Omega^2 (\cos(\theta + \alpha_i) + \lambda \cos(2(\theta + \alpha_i))) \right] \left[-\frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{3}{8} \lambda^2 \right) + \cos(\theta + \alpha_i) + \frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{2} \right) \cos(2(\theta + \alpha_i)) - \frac{\lambda^3}{16} \cos(4(\theta + \alpha_i)) \right]$$

$$R_{AT_i} = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi D^2}{4} p_i(\theta) - m_i r \Omega^2 (\cos(\theta + \alpha_i) + \lambda \cos(2(\theta + \alpha_i))) \right] \left[\sin(\theta + \alpha_i) + \frac{\lambda}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \sin(2(\theta + \alpha_i)) - \frac{\lambda^3}{16} \sin(4(\theta + \alpha_i)) \right]$$

$$R_A = R_{AN_1} \quad R'_A = R_{AT_1} \quad R_E = R_{AN_1} + R_{AN_2} \quad R'_E = R_{AT_1} + R_{AT_2} \quad R_C = R_{AN_2} + R_{AN_3}$$

$$R'_C = R_{AT_2} + R_{AT_3} \quad R_D = R_{AN_3} + R_{AN_4} \quad R'_D = R_{AT_3} + R_{AT_4} \quad R_B = R_{AN_4} \quad R'_B = R_{AT_4}$$

Discretisation :

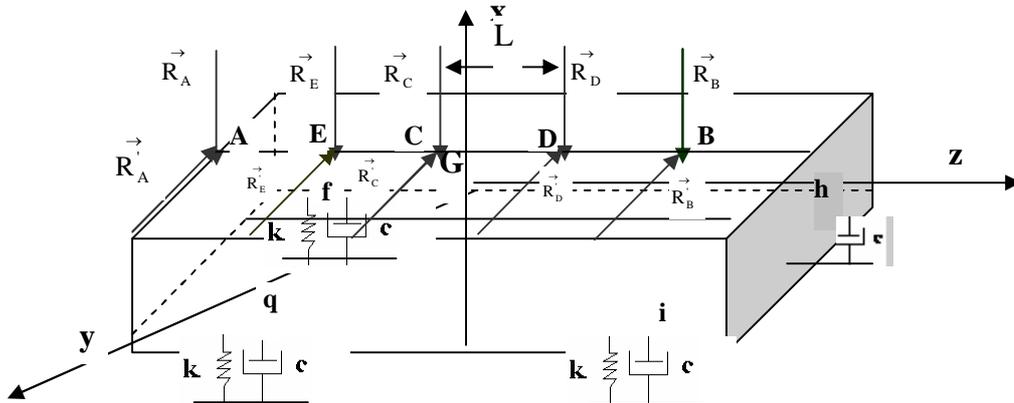


Fig. 9. Modelisation du moteur

ψ , φ et α : rotations respectives du moteur autour de Gx, Gy et Gz.

Equations du mouvement :

$$\{\mathbf{x}\} = \{u \quad v \quad w \quad \psi \quad \varphi \quad \alpha\}^T$$

$$[M] = \begin{bmatrix} 4M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4K_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 4K_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4K_3 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} K_1 Z & -K_1 Y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 X & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_3 X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_2 X Z & 0 & K_3 Y (K_1 Z^2 + K_3 Y^2) & -K_3 X Y & -K_2 X Z \\ K_2 Z & 0 & 0 & -K_3 X Y & (K_1 X^2 + K_3 Z^2) & -K_1 Y Z \\ -K_1 Y & K_2 X & 0 & -K_2 X Z & -K_1 Y Z & (K_1 X^2 + K_2 Y^2) \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} X &= x_1 + x_2 + x_3 + x_4 ; \\ Y &= y_1 + y_2 + y_3 + y_4 ; \\ Z &= z_1 + z_2 + z_3 + z_4 \\ X^2 &= x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2 ; \\ Y^2 &= y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_4^2 ; \\ Z^2 &= z_1^2 + z_2^2 + z_3^2 + z_4^2 \\ XZ &= x_1 z_1 + x_2 z_2 + x_3 z_3 + x_4 z_4 \end{aligned}$$

$$, XY = x_1 y_1 + x_2 y_2 + x_3 y_3 + x_4 y_4 \quad YZ = y_1 z_1 + y_2 z_2 + y_3 z_3 + y_4 z_4$$

$$[c] = \begin{bmatrix} 4C_1 & 0 & 0 & 0 & C_1 Z & -C_1 Y \\ 0 & 4C_2 & 0 & -C_2 Z & 0 & C_2 X \\ 0 & 0 & 4C_3 & C_3 Y & -C_3 X & 0 \\ 0 & -C_2 Z & C_3 Y & (C_2 Z^2 + C_3 Y^2) & -C_3 XY & -C_2 XZ \\ C_1 Z & 0 & -C_3 X & -C_3 XY & (C_1 X^2 + C_3 Z^2) & -C_1 YZ \\ -C_1 Y & C_2 X & 0 & -C_2 XZ & -C_1 YZ & (C_1 X^2 + C_2 Y^2) \end{bmatrix}$$

C_1 et $C_2 = C_3$ Coefficient d'amortissement du silentbloc respectivement selon l'axe (Gx). (Gy) et (Gz).

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} -(R_A + R_E + R_C + R_D + R_B) \\ -(R_A' + R_E' + R_C' + R_D' + R_B') \\ 0 \\ (R_A' z_A + R_E' z_E + R_C' z_C + R_D' z_D + R_B' z_B) \\ -(R_A z_A + R_E z_E + R_C z_C + R_D z_D + R_B z_B) \\ (R_A y_A + R_E y_E + R_C y_C + R_D y_D + R_B y_B) - (R_A' x_A + R_E' x_E + R_C' x_C + R_D' x_D + R_B' x_B) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{Bmatrix}$$

$$[M] \left\{ \ddot{X} \right\} + [C] \left\{ \dot{X} \right\} + [K] \{X\} = \{F\} \quad (I)$$

$$F_i(t) = f_{i1} \cos \frac{\Omega t}{2} + f_{i1}' \sin \frac{\Omega t}{2} + f_{i2} \cos \Omega t + f_{i2}' \sin \Omega t + f_{i3} \cos \frac{3\Omega t}{2} + f_{i3}' \sin \frac{3\Omega t}{2} + f_{i4} \cos 2\Omega t + f_{i4}' \sin 2\Omega t + \\ f_{i5} \cos \frac{5\Omega t}{2} + f_{i5}' \sin \frac{5\Omega t}{2} + f_{i6} \cos 3\Omega t + f_{i6}' \sin 3\Omega t + f_{i7} \cos \frac{7\Omega t}{2} + f_{i7}' \sin \frac{7\Omega t}{2} + f_{i8} \cos 4\Omega t + f_{i8}' \sin 4\Omega t + \\ f_{i9} \cos \frac{9\Omega t}{2} + f_{i9}' \sin \frac{9\Omega t}{2} + f_{i10} \cos 5\Omega t + f_{i10}' \sin 5\Omega t + f_{i11} \cos \frac{11\Omega t}{2} + f_{i11}' \sin \frac{11\Omega t}{2} + f_{i12} \cos 6\Omega t + f_{i12}' \sin 6\Omega t \\ + f_{i13} \cos \frac{13\Omega t}{2} + f_{i13}' \sin \frac{13\Omega t}{2}$$

Resultats :

a) caracteristiques du moteur :

x_1	- 0.21 m	x_B	- 0.125 m	m_2	0.685 kg
y_1	- 0.345 m	y_B	- 0.095 m	m_3	0.725 kg
z_1	- 0.155 m	z_B	0.1584 m	m_t	0.954 kg
x_2	- 0.21 m	x_C	- 0.125 m	D	82.93 mm
y_2	0.16 m	y_C	- 0.095 m	r	0.03375 m
z_2	0.31 m	z_C	- 0.0433 m	λ	0.25
x_3	- 0.21 m	x_D	- 0.125 m	K_1	500000 N/m
y_3	- 0.345 m	y_D	- 0.095 m	$K_2 = K_3$	281294 N/m
z_3	0.315 m	z_D	0.05755 m	C_1	813.3265 Ns/m
x_4	- 0.21 m	x_E	- 0.125 m	$C_2 = C_3$	610.04258 Ns/m
y_4	0.16 m	y_E	- 0.095 m	I_X	62.6 kg.m²
z_4	- 0.13 m	z_E	- 0.14415 m	I_Y	50.76 kg.m²

x_A	- 0.125 m	M	270 kg	I_Z	50.64 kg.m ²
y_A	- 0.095 m	p_{\max}	70 bars		
z_A	- 0.245 m				

b) Resultats de calcul :

d-1- Regime lent :

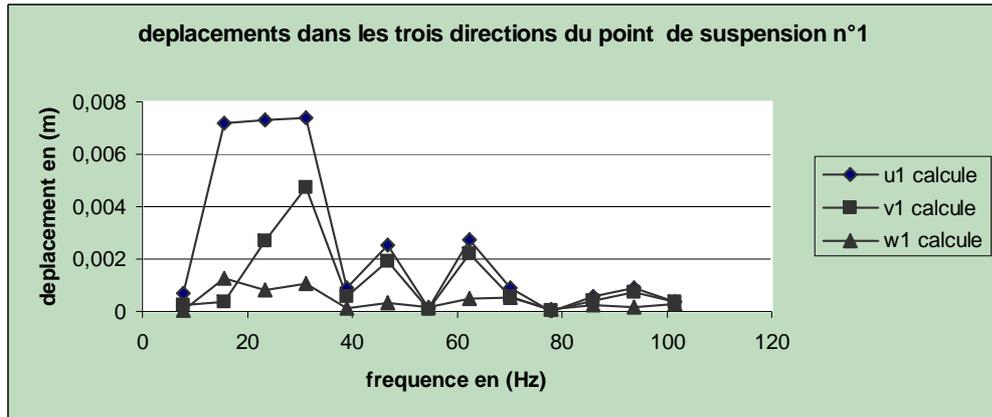
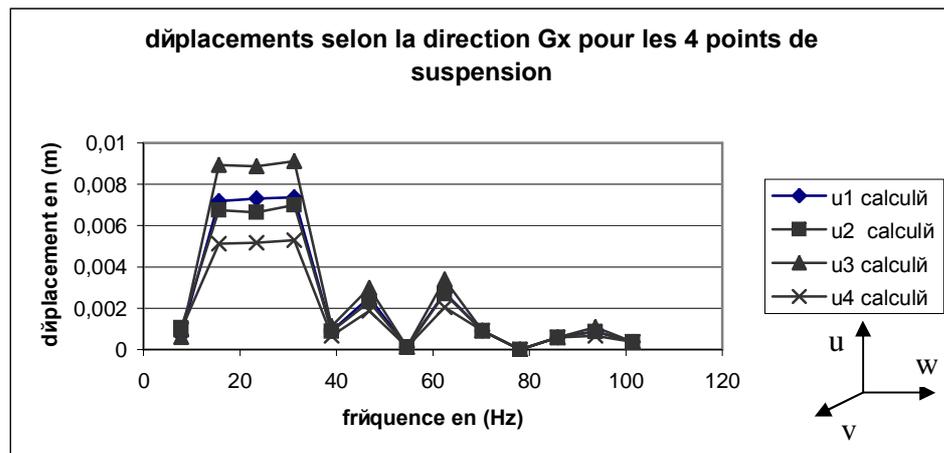


Fig. 10. Effet de la direction :

- le déplacement selon la direction Gx est plus eleve que ceux des directions Gy et Gz sauf pour les hautes frequences les déplacements sont egaux selon la direction Gx et Gy pour les points de suspensions 1 et 4. ceci est du a l'effet important de la rotation globale autour de Gy et Gz du vilebrequin par l'effet des forces sur les pistons.
- le déplacement selon Gy est plus eleve que celui selon la direction Gz. Cette fois ci ce sont les forces d'inertie qui favorisent le déplacement suivant Gy vu l'excentricite du vilebrequin important suivant Gy.



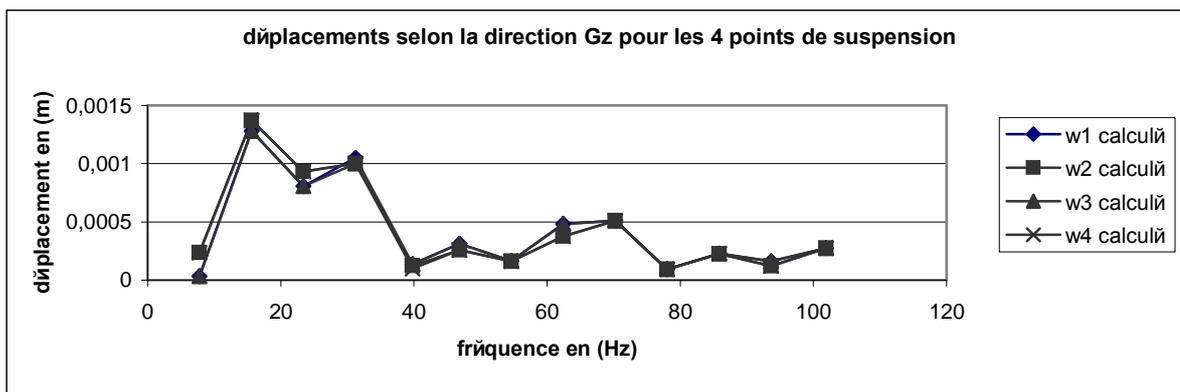
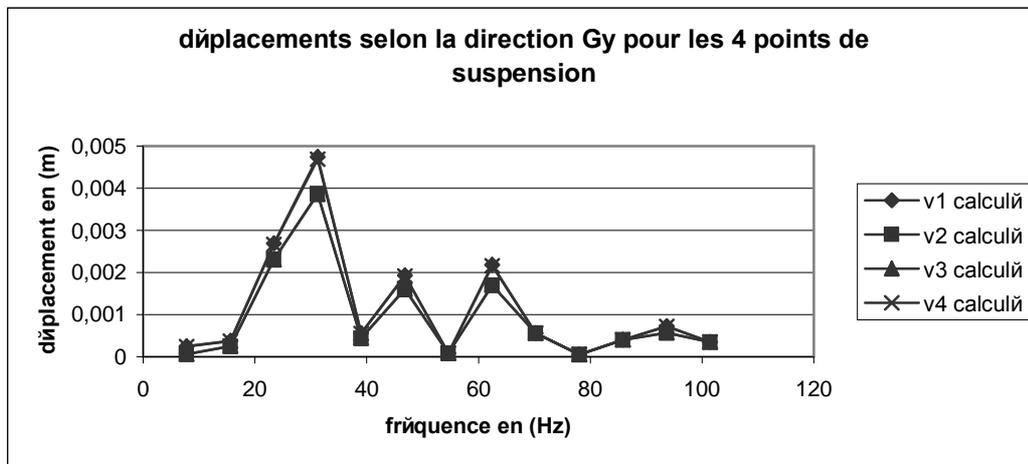


Fig. 11. Effet de l'emplacement des points de suspension

- Le déplacement du point de suspension 3 selon la direction Gx est le plus élevé pour toutes les fréquences. Ceci est dû au fait que $Gh(y_3)$ et $Gh(z_3)$ sont plus importants que ceux des autres points. Le déplacement du point de suspension 1 dans la même direction est plus élevé que celui du point 2 lequel est plus élevé que le déplacement du point de suspension 4. Ceci s'explique comme précédemment par les cotes suivant Gy et Gz des différents points. Cette différence disparaît aux hautes fréquences où c'est l'effet des forces d'inertie qui devient plus important.
 - les points de suspensions 1 et 4 ont le même déplacement et aussi 2 et 3 pour la direction Gy. Le déplacement le plus élevé est celui des points de suspension 1 et 4. Dans ce cas il est clair que les coordonnées suivant Gz des points 1 et 4 sont comparables, il en est de même pour les points 2 et 3.
 - Pour la direction Gz on a le même déplacement pour les points 2 et 4 et il en est de même pour les points 1 et 3. La aussi il suffit de comparer les cotes de ces 4 points suivant l'axe Gy pour expliquer ces concordances.
- d-2- Regime rapide :

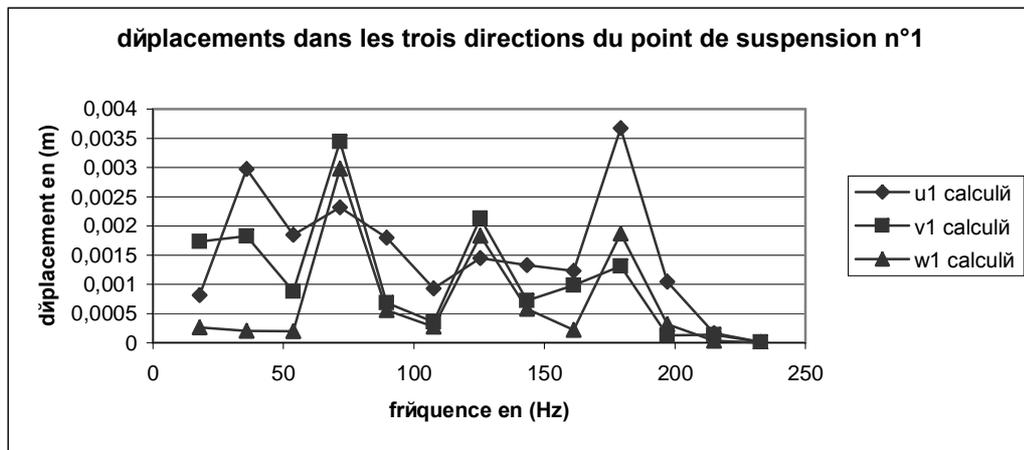


Fig. 12. Effet de la direction

- Le déplacement selon la direction Gx est le plus élevé sauf que dans l'intervalle 0 et 20 Hz, l'intervalle 60.71 Hz et 82.13 Hz et l'intervalle 114.29 Hz et 135.71 Hz les déplacements selon les directions Gy et Gz dépassent celui suivant Gx. Ce sont des zones proches des fréquences de résonance de ces trois premiers modes rigides (masse du moteur et ressorts du silentbloc en vibration suivant Gy et Gz ($K_2 = K_3$)).
- Les déplacements suivant les directions Gy et Gz sont presque identiques sauf pour les fréquences inférieures à 50 Hz le déplacement selon la direction Gy est le plus élevé. Dans ce cas il s'agit de vibrations de basses fréquences et la dimension du moteur suivant Gz est plus importante. Par conséquent la rotation autour de Gz est plus facile que celle suivant Gy, de ce fait les déplacements suivant Gy soient plus importants.

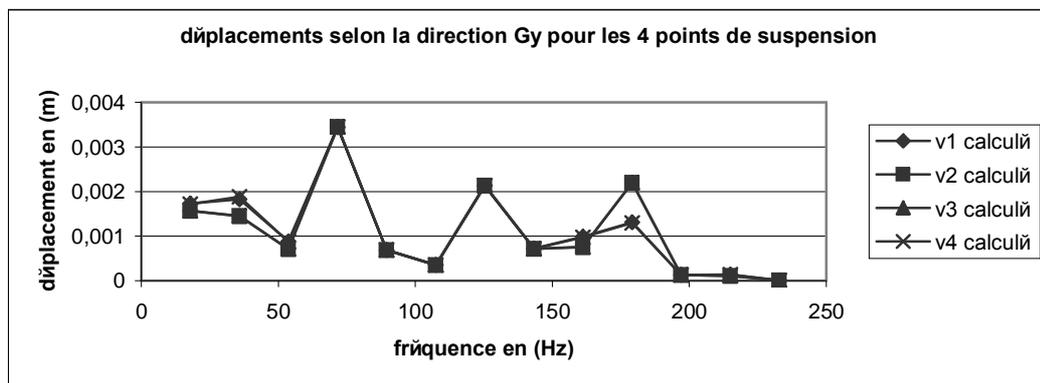
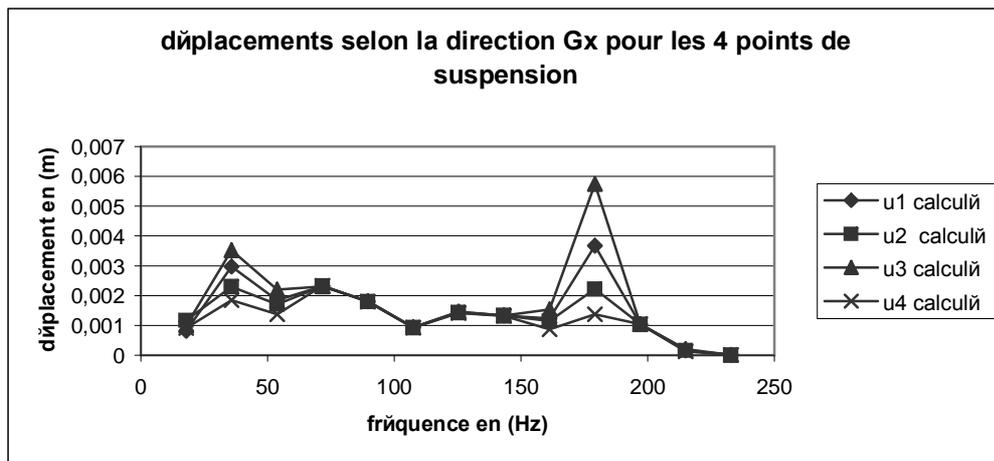


Fig. 13. Effet de l'emplacement des points de suspension

- Le déplacement du point de suspension 3 selon la direction Gx est le plus élevé. Il s'agit des mêmes causes que celles expliquées en régime lent.

Le déplacement du point de suspension 1 dans la même direction est plus élevé que celui du point 2 lequel est plus élevé que le déplacement du point de suspension 4. Entre les fréquences 50 et 160 Hz on a les mêmes déplacements pour les 4 points de suspension. Il s'agit d'une zone d'antirésonance du moteur.

- Le déplacement selon la direction Gy est le même pour les 4 points de suspension sauf pour les fréquences inférieures à 50 Hz les déplacements des points 1 et 4 sont plus élevés que celui des points 2 et 3. Dans ce cas en basses fréquences il s'agit du voisinage d'un mode propre de vibration autour de l'axe Gz. l'inverse pour les fréquences comprises entre 170 et 200 Hz où les déplacements des points 2 et 3 sont plus élevés que celui des points 1 et 4. il s'agit donc d'un mode propre de rotation autour de Gy puisque dans ce cas les points 1 et 4 sont plus proches de l'axe de rotation.

Pour la direction Gz on a le même déplacement pour les points 2 et 4 et il en est de même pour les points 1 et 3. il suffit de comparer les cotes de ces 4 points suivant l'axe Gy pour expliquer ces concordances.

d-3- Effet du régime :

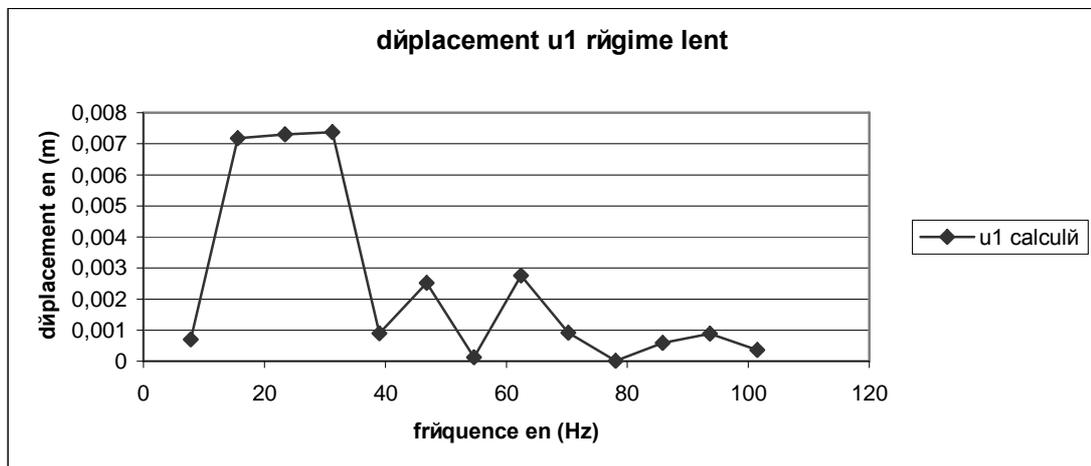


Fig. 14. Régime lent

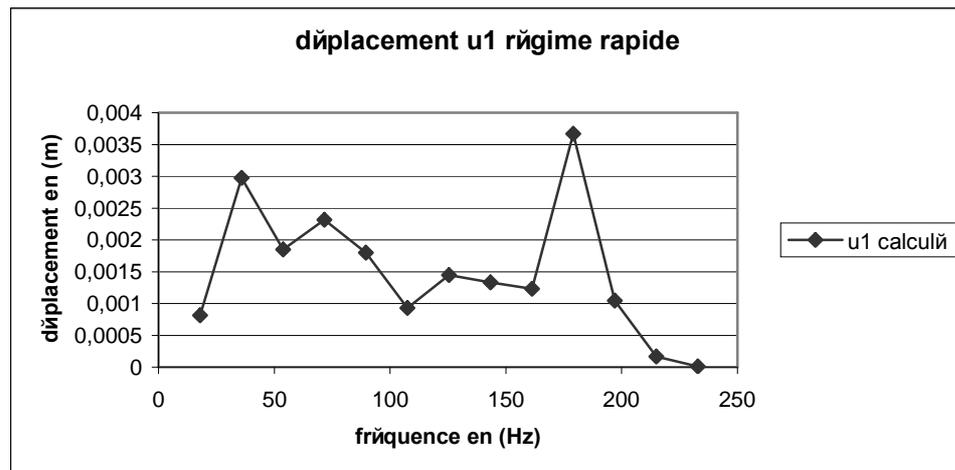


Fig. 15. Régime rapide

Les déplacements sont plus élevés en régime lent en basses fréquences et en régime rapide aux hautes fréquences.

Cette conclusion est valable pour tous les points en déplacement vertical et horizontal.

Cela veut dire qu'en régime lent ce sont les basses fréquences propres du moteur qui sont excitées contrairement au régime rapide où on a le phénomène inverse.

Etude Experimentale

Dispositifs préliminaires de caractérisation mécanique des constituants :

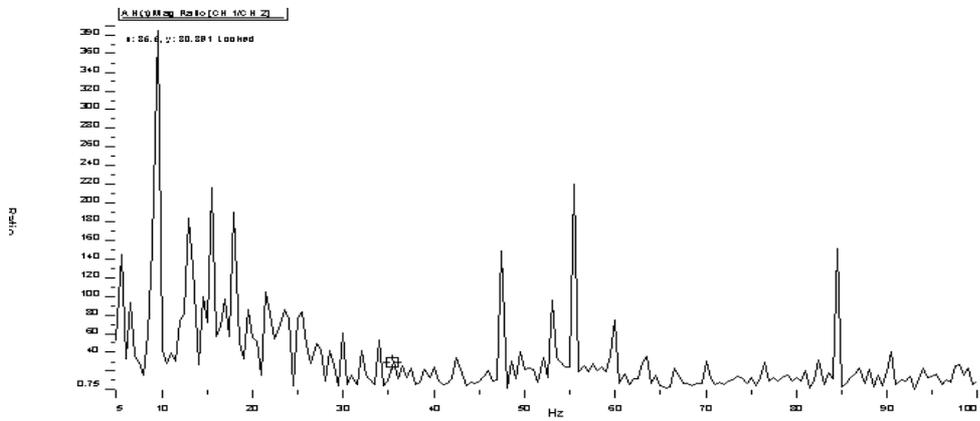


Fig. 16. Fonction de transfert

Au premier mode ($f=9.22$)

Conclusions :

En vue de ce travail on peut constater que le fonctionnement du moteur genere des vibrations sur toute une zone assez importante de frequences.

Ces vibrations peuvent etre tres genantes pour certains rythmes du moteur ou encore une mauvaise caracteristique de la suspension ou encore une degradation de ces parametres.

Certains points de suspension vibrent plus que d'autres ce qui veut dire qu'il faudra modifier les rigidites des supports en ces points, une etude ulterieure sur l'effet de ces rigidites sur le comportement vibratoire des points pourra apporter du nouveau a ce stade.

Certaines direction sont plus dangereuses que d'autres, la aussi on peut palier a ceci par des modifications sur les rigidites des silentblochs ou aussi leur emplacement ?

D'ailleurs il serait interessant de reprendre ce facteur pour voir son influence sur le comportement dynamique du moteur.

Une etude experimentale pourra apporter du nouveau sur la maniere de modeliser et les parametres du modele. Naturellement la reprise du modele par elements finis, est fastidieuse.

Bibliographie 1. A. Martin. L'automobile. Edition E.T.A.I 1993-1995. 2. R. Brun .Science et technique du moteur Diesel industriel et de transport Tome 1,2,3 . 4^{eme} Edition Technip 198 3.C.Clos Technologie des moteurs a combustion interne Edition E.T.A.I 1993.4. A.B Nikolaenko theorie, construction et calcul des moteurs d'automobile. Moscou 1984..5. M. Lalanne, P. Berthier et J.Der Hagopian Mecanique des vibrations lineaires. 2^{eme} Edition Masson 1986..6.A. Levine introduction a Maple copyright 1994. Edition Marketing : editeur des preparacions grandes ecoles medecine] 7. P.Dupraz these modelisation et commande avancees d'un moteur diesel a injection directe 7 Decembre 1998 « laboratoire d'automatique de Grenoble »8. G. Tourigny Moteur Diesel fonctionnement entretien reparationMCGraw-Hill 2^{eme} Edition 1985.9. Revue Technique automobile novembre 1998 N°611.10. M.A Derbel Mastere specialise : Etude de conformite d'une ligne d'echappement destinee a l'exportation d'une voiture Peugeot 106 le 23 Decembre 2003.11. Bruel & Kjaer Analyse structurelle 2^{eme} partie : analyse modale et simulation

Сдано в редакцию 03.02.04

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

СОДЕРЖАНИЕ

Александров И.В., Волошин А.И., Лесняк Г.А. Стрельников В.Н.	3
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ В УСЛОВИЯХ ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ	
Алиев Н.А.	12
ДИАГНОСТИКА КОРПУСНО-СЕКЦИОННЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС НА РОТОРЕ	
Балицкая Т.Ю., Грибанова Ю.В., Кочевский А.А.	23
О ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ НАЧАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ ГИПОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЛУЧШЕННЫМИ КАЧЕСТВЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ	
Брижан Т.М., Михайлов А.Н. Заикин Д.С.	31
К ВОПРОСУ ТЯНУЩЕГО РАЗВЕРТЫВАНИЯ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ ВИБРОУСТОЙЧИВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ	
Буленков Е. А., Михайлов А. Н.	38
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАРШРУТИЗАЦИИ ИЗДЕЛИЙ В МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ С ПОМОЩЬЮ МНОГОМЕРНОЙ АЛГЕБРЫ ГРУПП	
Вишняков Н., Щекатуровене Д.	44
ПРОБЛЕМЫ ВЫПОЛНЕННЫХ ТЕРМИТНОЙ СВАРКОЙ СТЫКОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ РЕЛЬС	
Воронцов О.Г.	49
ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДІАГНОСТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОПОРИ КОЧЕННЯ РОТОРНОЇ МАШИНИ ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ДАНИМИ	
Воронцов О.Г.	54
ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ ТИХОХІДНОЇ РОТОРНОЇ МАШИНИ ЗА ПАРАМЕТРАМИ ВИСОКОЧАСТОТНОЇ ВІБРАЦІЇ	
Грубка Р.М., Михайлов А.Н.	58
К ВОПРОСУ НАРЕЗАНИЯ ГРУППОВОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ГЕОМЕТРИИ НА ЗУБЬЯХ ВТУЛОК ЗУБЧАТЫХ МУФТ ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИЕМ МЕТОДОМ КОПИРОВАНИЯ	
Деньщиков А.Ю., Семенов В.М., Подлесный С.В.	66
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ УРОВНЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ	

Дзюба В.Л., Дмитриев П.Ю.	71
ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПЛАЗМЫ ОБЪЕМНОГО РАЗРЯДА С ЖИДКИМ КАТОДОМ С МЕТАЛЛАМИ И ИХ СПЛАВАМИ	
Дзюба В.Л., Корсунов К.А., Гаврыш В.С.	77
ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАГРЕВА ЗАГОТОВКИ ПРИ ПЛАЗМЕННО–МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ	
Жигуц Ю.Ю.	80
ТЕХНОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗОТЕРМИЧЕСКИХ СМЕСЕЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ГИДРОПЛОТНОСТИ БРОНЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ	
Ивченко Т.Г.	87
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗБІРНОГО РІЗУЧОГО ІНСТРУМЕНТУ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОХОЛОДЖУЮЧИХ СЕРЕДОВИЩ	
Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н., Дубоделова О.С.	94
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛИ ПРИ СОВМЕСТНОЙ ОБРАБОТКЕ ТОЧЕНИЕМ И ОБКАТЫВАНИЕМ	
Кадильникова Т.М.	99
ИНФОРМАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА МАШИН	
Колот Л. П., Бойко Ю. А.	104
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ЦИКЛУ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ	
Лаздынь С.В., Секирин А.И.	111
МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА МЕХАНООБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ	
Малышко И.А., Коваленко В.И.	116
РАСЧЕТ ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ С УЧЕТОМ СООТНОШЕНИЯ ПОДАЧИ НА ЗУБ И ОСЕВОГО БИЕНИЯ СВЕРЛА	
Михайлов А.Н., Горобец И.А. Голубов Н.В.	121
ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПРИРОДНОГО КАМНЯ	
Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А.	132
ОСНОВЫ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРИ НАПЫЛЕНИИ ВАКУУМНЫХ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ	

Прентковський О.	147
МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ І ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	
Руденко В.И., Нижник Н.В.	154
УТОЧНЕНИЕ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ МЕЖДУ КОНТАКТНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ УНИВЕРСАЛЬНОГО ШПИНДЕЛЯ	
Русанова О. А.	159
РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРОХОВОЙ ГИДРОПУШКИ ПРИ УПРОЧНЕНИИ НАВИВКОЙ ВЫСОКОПРОЧНОЙ СТАЛЬНОЙ ПРОВОЛОКИ	
Ручко В.Н., Ошовская Е.В.	165
АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ, ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	
Смирнов І.В., Селіверстов І.А., Копилов В.І.	171
ФІЗИКО-ХІМІЧНІ АСПЕКТИ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПЛАКУВАННЯ КЕРАМІЧНИХ ПОРОШКІВ	
Стрельников В.Н.	176
ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ	
Терехова О.А., Марголит Р.Б., Колобаев Д.В.	189
ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ	
Турманидзе Р.С., Ментешашвили М.В., Зедгинидзе И.Г., Ментешашвили В.Н.	197
ВЫДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ЦИКЛЕ ЛИТЬЯ И ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗАГОТОВОК ПРИ СООТВЕТСТВУЮЩЕМ ВОЗДЕЙСТВИИ НА НИХ	
Ульшин В.А., Смолий В.Н.	206
ЗАДАЧИ СИСТЕМОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОННЫХ АППАРАТОВ	
Чернышев Е. А., Михайлов А.Н.	212
К ВОПРОСУ СИНТЕЗА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРОВОЛОЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ НА РОТОРНЫХ МАШИНАХ	
Шарифов З.З., Садыгов В.Б.	219
ВЛИЯНИЕ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ НА ПРОЦЕСС СПЕКАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ	

Швец С.Н., Мирошников В.В., Абу Шакра Марван	224
ФЕРРОЗОНДОВЫЙ КОНТРОЛЬ СВАРНОГО ШВА В ТРУБНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ	
Нечпаев В. Г., Гнитько А. Н., Пархоменко Н. В.	229
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАПОЛНЕНИЯ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ СТРУЖКОЙ ПРИ ИХ ФРЕЗЕРОВАНИИ	
Eng. Constantin ENACHE Ph.D	238
METALLIC MATERIAL CUTTING USING EXPLOSIVE CHARGES	
Lejda K., Akopjan R.A.	242
TO THE QUESTION OF AN ESTIMATION OF THE UNITS LONGEVITY OF THE VEHICLES'S CARRIER SYSTEM	
Lupoae M., Orban O.	245
THE OPTIMISATION OF REINFORCED CONCRETE ELEMENTS DEMOLITION	
Toca A., Stroncea A., Rushica I., Reutsa V	249
INFLUENCE OF ERRORS COMPENSATION ON CONDITIONS OF THE SIZES' MACHINING ACCURACY	
Kharroubi H., Nasri. R.	257
MODELISATION ET VERIFICATION EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE D'UN MOTEUR THERMIQUE	