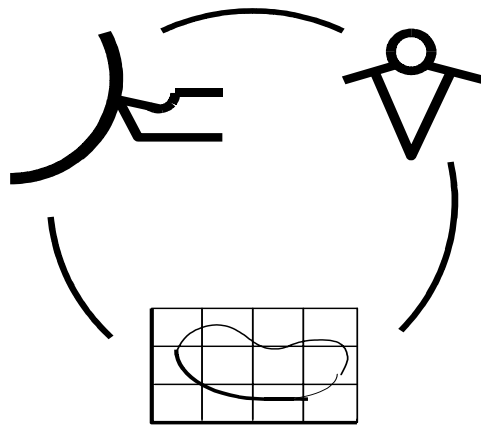


Міністерство освіти та науки України  
Донбаська державна машинобудівна академія

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ  
ТА  
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

*Збірник наукових праць  
Выпуск 11*



**КРАМАТОРСЬК 2001**

УДК 621.9: 658.3: 658.5: 519.8

**Рекомендовано до видання Вченою радою  
Донбаської державної машинобудівної академії**

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, вип. №11, 2001 - 168с.

Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. научных трудов. - Краматорск: ДГМА, вып. №11, 2001 - 168с.

Описується загальна методологія проектування технологічних систем і їхніх елементів. Розглядаються алгоритми і методи проектування, що сприяють створенню САПР інструмента і САПР ТП.

Приводяться результати досліджень динаміки технологічних систем, зокрема, із метою діагностики їхнього стани. Значна увага приділяється питанням стабільності механічної обробки, моделям надійності інструмента. Розглядаються різноманітні методи стабільного забезпечення точності деталей та якості поверхні.

Описано дослідження надійності інструмента з новими покриттями та поверхневим зміцненням.

Збірник видається з 1972 року.

*Редакційна колегія: голова докт. техн. наук Г.Л.Хает, відповідальний секретар канд. техн. наук В.С. Гузенко, докт. техн. наук А.С.Верещака, докт. техн. наук Г.Г.Габузов, докт. техн. наук Н.И.Зинов'єв, докт. техн. наук В.Д.Ковалев, докт. техн. наук С.В. Ковалевський, докт. техн. наук Ю.Н.Кузнецов, докт. техн. наук Матюха П.Г., докт. техн. наук А.Н. Михайлов, докт. техн. наук Н.С. Равская, докт. техн. наук Рогов В.А., докт. техн. наук О.А.Розенберг, докт. техн. наук А.Ф.Тарасов.*

Адреса редакційної колегії: 84313, УКРАЇНА, м. Краматорськ, вул. Шкадінова 72,  
Донбаська державна машинобудівна академія, науково-технічний центр "Інструмент"  
тел.( 0626) 41-69-42, 41-76-36, 41-77-23

## Раздел 1

Вопросы проектирования, упрочнения и эксплуатации инструмента  
УДК 621.9

Н.И. Зиновьев, В.В. Калинин

(Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина)

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТОЙКОСТИ И  
ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОВЕРХНОСТНОГО ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТА С  
ПЛАСТИНАМИ ИЗ БЕЗВОЛЬФРАМОВОГО ТВЕРДОГО СПЛАВА ТН20, ОБ-  
РАБОТАННЫМИ ИМПУЛЬСНЫМ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ**

*In the article the outcomes of researches of influence of modes of cutting on resistance and relative surface wear of the tool from nontungsten rigid alloy TH20 in an initial condition and after processing by an impulse magnetic field, and also on a level of optimum velocities of cutting by the tool from this rigid alloy are represented*

Теоретический анализ влияния обработки импульсным магнитным полем (ОИМП) на процессы чистового точения сталей инструментом с режущими пластинами из безвольфрамовых твердых сплавов (БВТС) показал, что повышение эффективности этих процессов носит комплексный характер и включает повышение стойкости характеристик инструмента и их стабильности, производительности, точности обработки, качества обработанной поверхности, снижение себестоимости обработки. Вместе с тем эффект повышения стойкости инструмента, а также точности обработки и качества обработанной поверхности в результате ОИМП во многом зависит от режимов резания, на которых работает магнитообработанный режущий инструмент из БВТС.

Исследование влияния режимов резания на стойкостные характеристики инструмента из безвольфрамового твердого сплава ТН20 в исходном состоянии и после ОИМП, проводилось при чистовом точении сталей 45, У8А и 30Х13 резцами токарными проходными правыми с углом в плане  $95^\circ$  с механическим креплением клин-прихватом шестигранных режущих пластин с углом  $80^\circ$  (ТУ 2-035-892-82). Использовались шестигранные режущие пластины с углом  $80^\circ$ , с отверстием и стружколомающими канавками по ГОСТ 19048-80, с тремя вершинами режущей пластины. Резцы устанавливались с главным углом в плане  $\phi = 90^\circ$ . Диапазон режимов резания, в котором проводились исследования, представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Режимы резания, используемые при экспериментальных исследованиях

Обрабатываемый материал	V, м/мин	S, мм/об,	t, мм
Сталь 45	100–300	0,2–0,4	1–2,5
Сталь У8А	100–300	0,2–0,4	1–2,5
Сталь 30Х13	50–150	0,2–0,4	1–2

В качестве исследуемых параметров износа и стойкости режущего инструмента служили относительный поверхностный износ по задней поверхности  $h_{онз}$  и длина пути резания  $l$ . Также исследовалось влияние режимов резания на термо-ЭДС резания, являющуюся температурным параметром процесса точения.

Полученные зависимости длины пути резания и относительного поверхностного износа по задней поверхности от скорости резания  $l = f(V)$  и  $h_{онз} = f(V)$  при точении сталей 45, У8А, 30Х13 как для немагнитообработанных, так и для магнитообработанных режущих пластин из твердого сплава ТН20 носят экстремальный характер с четко выраженными точками максимума  $l$  и минимума  $h_{онз}$  при оптимальных скоростях резания  $V_o$ ; зависимость  $E = f(V)$  носит характер монотонно возрастающей кривой степенной зависимости. Это подтверждает установленный в работе [1] общий характер зависимостей  $l = f(V)$ ,  $h_{онз} = f(V)$  и  $E = f(V)$  при чистовом точении сталей. Пример таких зависимостей для точения стали 45 ( $S = 0,2$  мм/об,  $t = 1$  мм) инструментом с немагнитообработанными режущими пластинами из твердого сплава ТН20 приведен на рисунке 1, с магнитообработанными пластинами – на рисунке 2. Аналогичные экспериментальные зависимости получены при чистовом точении сталей У8А и 30Х13. Результаты исследований показали, что ОИМП обеспечивает повышение длины пути резания  $l$  и снижение величины относительного поверхностного износа по задней поверхности  $h_{онз}$  при чистовом точении сталей 45, У8А, 30Х13 инструментом из безвольфрамового твердого сплава ТН20 во всем исследованном диапазоне режимов резания.

При этом следует отметить, что наибольшее повышение длины пути резания и наибольшее снижение величины относительного поверхностного износа по задней поверхности соответствовали оптимальным скоростям резания для инструмента с режущими пластинами, подвергнутыми ОИМП. Следовательно, максимальный эффект влияния ОИМП на стойкостные характеристики режущего инструмента из твердого сплава ТН20 наблюдается при оптимальных скоростях резания для инструмента с магнитообработанными пластинами.

Во всех случаях при обработке одних и тех же сталей резцами как с магнитообработанными, так и с немагнитообработанными режущими пластинами из твердого сплава ТН20 точкам минимума  $h_{онз}$  и максимума  $l$  соответствовала постоянная термо-ЭДС, что согласуется с положением о постоянстве оптимальной температуры резания для заданной пары инструментального и обрабатываемого материалов [1]. Значения оптимальной термо-ЭДС резания при чистовом точении различных сталей приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Оптимальные термо-ЭДС резания при точении сталей 45, У8А и 30Х13 инструментом из твердого сплава ТН20

Марка обрабатываемой стали	Оптимальная термо-ЭДС резания
45	4,5
У8А	4,6
30Х13	5,2

ОИМП повышает уровень оптимальных скоростей резания при чистовом точении различных сталей инструментом с режущими пластинами из твердого сплава ТН20 (таблица 3). В рассматриваемом диапазоне режимов резания повышение уровня оптимальных скоростей резания в результате ОИМП составило: при точении стали 45 –

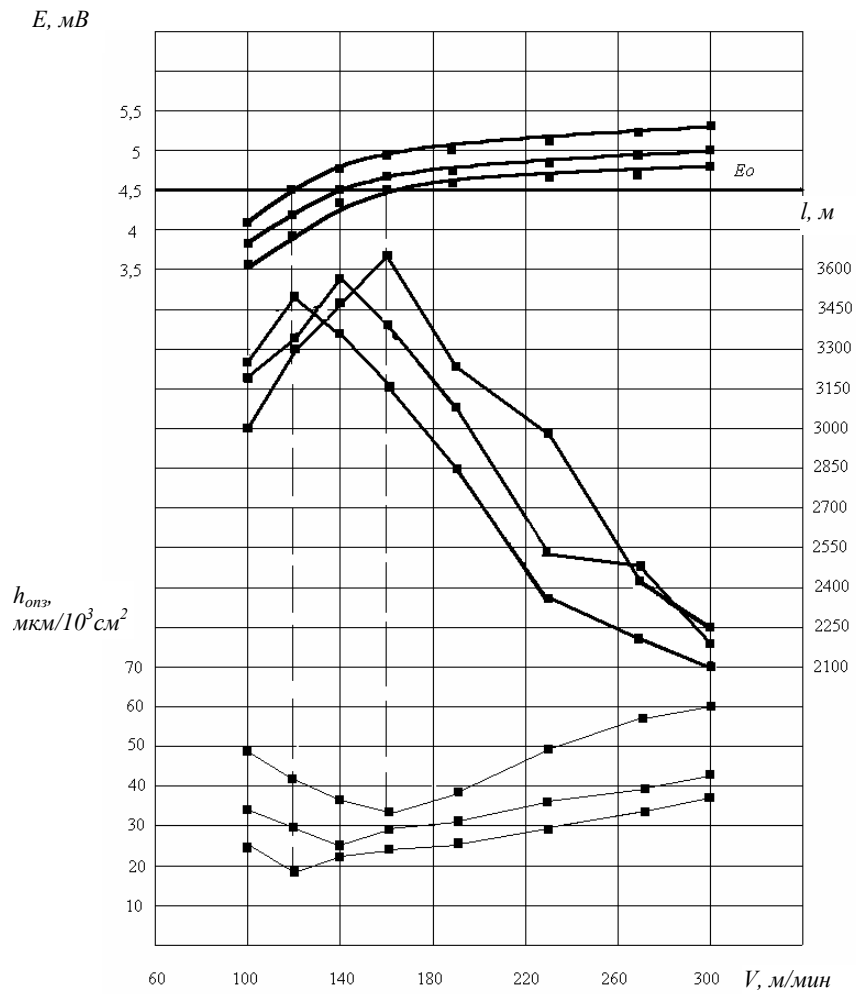


Рисунок 1 – Зависимости длины пути резания  $l$ , относительного поверхностного износа по задней поверхности  $h_{опз}$ , термо-ЭДС резания  $E$  от скорости резания при чистовом точении стали 45 ( $S = 0,2$  мм/об,  $t = 1$  мм) инструментом  $l$ ,  $m$  режущими пластинами из твердого сплава ТН20 в исходном состоянии

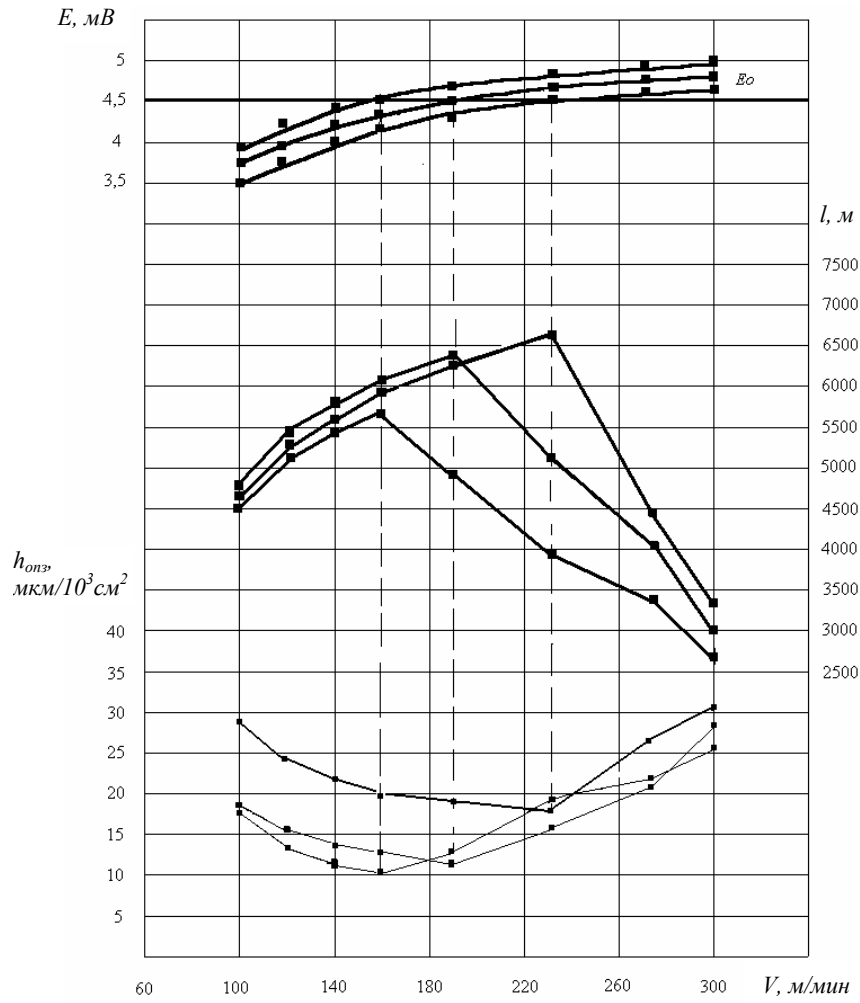


Рисунок 2 – Зависимости длины пути резания  $l$ , относительного поверхностного износа по задней поверхности  $h_{опз}$ , термо-ЭДС резания  $E$  от скорости резания при чистовом точении стали 45 ( $S = 0,2$  мм/об,  $t = 1$  мм) инструментом с режущими пластинами из твердого сплава ТН20, повергнутими ОИМП

33,3...43,8 %; стали У8А – 29,2...41,9 %; стали 30Х13 – 13,3...25 %. Большим значениям подач соответствовали более низкие значения оптимальных скоростей резания.

Таблица 3 – Влияние ОИМП на уровень оптимальных скоростей резания при точении сталей 45, У8А, 30Х13 инструментом с режущими пластинами из твердого сплава ТН20

Сталь	Подача $S_z$ , мм/об	Глубина резания $t$ , мм	Оптимальная скорость резания $V_o$ , м/мин		Относительное повышение оптимальной скорости резания, %
			режущие пластины в исходном состоянии	режущие пластины после ОИМП	
45	0,2	1–2,5	160	230	43,8
	0,3	1–2,5	140	190	35,7
	0,4	1–2,5	120	160	33,3
У8А	0,2	1	155	220	41,9
	0,3	1	135	180	33,3
	0,4	1	120	155	29,2
30Х13	0,2	1	84	105	25
	0,3	1	68	84	23,5
	0,4	1	60	68	13,3

Повышение стойкости инструмента с режущими пластинами из твердого сплава ТН20 в результате ОИМП происходит вследствие снижения интенсивности изнашивания по задней поверхности при точении сталей 45 и У8А, замедления протекания процессов изнашивания по задней поверхности и образования зоны выкрашивания на главной режущей кромке в результате скалывания режущей кромки сходящей стружкой при точении стали 30Х13. Особенности обрабатываемости вышеуказанных сталей обуславливают различную величину повышения стойкости инструмента из твердого сплава ТН20 в результате ОИМП. Наибольшее повышение стойкости отмечается при точении стали 45, наименьшее – при точении стали 30Х13.

Для практического применения экспериментальных данных установлены аналитические зависимости интенсивности износа инструмента с магнитообработанными режущими пластинами из твердого сплава ТН20 (выражается величиной  $h_{онз}$ ) от скорости резания с помощью рядов Фурье, обеспечивающих высокую достоверность аппроксимации и наименьшую громоздкость вычислений [1]. Ряды Фурье в общем виде описываются формулой:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cdot \cos kx + b_k \cdot \sin kx) \quad (1)$$

Коэффициенты Фурье в выражении (1) определялись по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= \frac{2}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n y_i \\ a_k &= \frac{2}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n y_i \cdot \cos kx \\ b_k &= \frac{2}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n y_i \cdot \sin kx \end{aligned} \right\}$$

В результате математической обработки результатов исследований получены зависимости  $h_{онз} = f(V)$  в виде рядов Фурье. Например, зависимость  $h_{онз} = f(V)$  при чистовом точении стали 45 инструментом с магнитообработанными режущими пластинами из твердого сплава ТН20 ( $S = 0,2$  мм/об;  $t = 1$  мм) выражается следующим рядом Фурье:

$$\begin{aligned} f(x) = h_{онз} &= 94,796 + 10,936 \cos x - 0,176 \cos 2x - 96,88 \cos 3x + \\ &+ 3,319 \cos 4x - 14,215 \cos 5x - 39,847 \cos 6x - 20,652 \sin x + \\ &+ 0,166 \sin 2x + 8,183 \sin 3x - 3,917 \sin 4x - 20,795 \sin 5x \end{aligned}$$

Коэффициенты Фурье для точения стали 45 с различными режимами резания приведены в таблице 4. Полученные зависимости  $h_{онз} = f(V)$  позволяют с высокой точностью определить значение относительного поверхностного износа по задней поверхности, соответствующее определенной скорости резания, при чистовом точении конкретной стали с конкретным сочетанием параметров сечения срезаемого слоя.

Влияние подачи на характеристики износа и стойкости инструмента с пластинами из твердого сплава ТН20 (как в исходном состоянии, так и после ОИМП) заключается в уменьшении значений оптимальной длины пути резания  $l_o$  и оптимального относительного износа по задней поверхности  $h_{онзо}$ , соответствующих оптимальной скорости резания  $V_o$ , при повышении подачи. Повышение глубины резания в пределах  $t = 1-2,5$  мм не оказывает влияния на уровень оптимальных скоростей резания, вместе с тем несколько уменьшает значения  $l_o$  и  $h_{онзо}$ . В результате исследований были получены параметрические уравнения максимальной размерной стойкости режущего инструмента с пластинами из твердого сплава ТН20 в исходном состоянии и после ОИМП, устанавливающие зависимость между значением подачи, с одной стороны, и значениями оптимальной скорости резания и оптимального поверхностного по задней поверхности  $h_{онзо}$ , с другой стороны (таблица 5).



Таблиця 4 – Коэффициенты рядов Фурье при точении стали 45 инструментом с режущими пластинами из твердого сплава ТН20, подвергнутыми ОИМП

Сечение среза		Значения коэффициентов ряда Фурье											
S, мм/об	l, мм	a <sub>0</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>	a <sub>6</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	b <sub>5</sub>
0,2	1	189,592	10,936	-0,176	-96,88	3,319	-14,215	-39,847	-20,652	0,166	8,183	-3,917	-20,795
0,3	1	140,001	9,078	-3,356	-68,992	4,651	-13,675	-33,802	-16,475	3,076	20,2	-1,538	-18,12
0,4	1	141,433	8,995	-2,329	-72,838	3,539	-12,316	-28,077	-13,278	3,559	27,367	-2,208	-15,853
0,2	2,5	138,238	7,726	-2,641	-69,019	4,789	-11,497	-31,823	-14,182	3,229	33,096	-1,698	-15,033
0,3	2,5	145,59	9,696	-1,141	-72,056	3,189	-14,522	-35,177	-15,188	2,763	22,235	-2,317	-16,751
0,4	2,5	179,84	8,995	-2,329	-72,838	3,539	-12,316	-28,077	-13,278	3,559	27,367	-2,208	-15,853

с другой

износа Эти параметрические уравнения позволяют найти значения  $V_o$  и  $h_{онзо}$  для различных подач при прочих постоянных условиях резания. Значения  $V_o$  и  $h_{онзо}$ , найденные с помощью параметрических уравнений, практически совпадают с экспериментальными значениями (таблица 6). В частности, при точении сталей 45 и У8А ( $t = 1$  мм) значения  $V_o$ , рассчитанные с помощью полученных параметрических уравнений, отличаются от экспериментальных значений оптимальной скорости резания не более чем на 2,2 %. Отличие значений  $h_{онзо}$ , рассчитанных по параметрическим уравнениям, от экспериментальных значений  $h_{онзо}$  не превышает 4,45 %.

Таблица 5 – Параметрические уравнения максимальной размерной стойкости инструмента с режущими пластинами из твердого сплава ТН20 при чистовом точении сталей

Марка обрабатываемой стали	Материал режущего инструмента	Режимы резания		Уравнение для определения оптимальной скорости резания $V_o = \frac{C_1}{S^{x_1}}$	Уравнение для определения оптимальной величины относительного поверхностного износа $h_{онзо} = \frac{C_2}{S^{x_2}}$
		Подача S, мм/об	Глубина резания t, мм		
45	ТН20	0,2–0,4	1	$V_o = \frac{83,58}{S^{0,41}}$	$h_{онзо} = \frac{10,09}{S^{0,75}}$
		0,2–0,4	2,5		$h_{онзо} = \frac{7,03}{S^{0,92}}$
	ТН20+ОИМП	0,2–0,4	1	$V_o = \frac{100,16}{S^{0,52}}$	$h_{онзо} = \frac{4,74}{S^{0,8}}$
		0,2–0,4	2,5		$h_{онзо} = \frac{5,17}{S^{0,69}}$
У8А	ТН20	0,2–0,4	1	$V_o = \frac{86,09}{S^{0,37}}$	$h_{онзо} = \frac{9,17}{S^{0,89}}$
	ТН20+ОИМП	0,2–0,4	1	$V_o = \frac{97,78}{S^{0,5}}$	$h_{онзо} = \frac{7,87}{S^{0,48}}$

Таблица 6 – Значения  $V_o$  и  $h_{онзо}$  для инструмента с режущими пластинами из твердого сплава твердого сплава ТН20, определенные по параметрическим уравнениям максимальной размерной стойкости и экспериментальным данным

Марка обрабатываемой стали	Подача S, мм/об	Глубина резания t, мм	$V_o$ , м/мин			$h_{онзо}$ , $\frac{мкм}{10^3 \cdot см^2}$		
			По параметрическому уравнению	По экспериментальным данным	Процент относительного различия, %	По параметрическому уравнению	По экспериментальным данным	Процент относительного различия, %
Режущие пластины в исходном состоянии								
45	0,2	1	161,69	160	1,06	33,74	33,24	1,5
	0,3		136,92	140	2,2	24,89	25,74	3,3
	0,4		121,69	120	1,41	20,06	19,29	4,0
У8А	0,2	1	156,16	155	0,75	38,41	38,63	0,57
	0,3		134,41	135	0,44	26,78	26,69	0,32
	0,4		120,83	120	0,7	20,73	20,83	0,49
Режущие пластины после ОИМП								
45	0,2	1	231,29	230	0,56	17,18	17,39	1,22
	0,3		187,32	190	1,41	12,42	11,89	4,45
	0,4		161,3	160	0,81	9,866	10,08	2,13
У8А	0,2	1	218,64	220	0,62	17,04	17,15	0,64
	0,3		178,52	180	0,82	14,03	13,47	4,13
	0,4		154,6	155	0,26	12,22	12,41	1,55

Полученные параметрические уравнения максимальной размерной стойкости позволяют найти оптимальные сочетания скоростей резания и подач для конкретных условий обработки, а также могут использоваться для построения номограмм выбора оптимальных режимов резания при чистовом точении конкретных сталей.

ОИМП повышает стабильность стойкостных характеристик режущего инструмента из твердого сплава ТН20 при чистовом точении сталей. Это отражается уменьшением коэффициента вариации длины пути резания для инструмента из твердого сплава ТН20 при точении на оптимальных скоростях резания (таблица 7). При чистовом точении стали 45 это уменьшение составляло до 1,55 раз, при точении стали У8А – до 1,73 раз. Снижение вариационных разбросов длины пути резания происходит в

результате более стабильного характера протекания процесса изнашивания инструмента, обуславливаемого повышением стабильности показателей микротвердости поверхностного слоя твердого сплава ТН20 после магнитной обработки.

Таблица 7 – Влияние ОИМП на коэффициент вариации длины пути резания для инструмента с режущими пластинами из твердого сплава ТН20 при оптимальных скоростях резания

Марка обрабатываемой стали	Подача S, мм/об	Глубина резания t, мм	Коэффициент вариации длины пути резания $V_l$		
			режущие пластины в исходном состоянии	режущие пластины после ОИМП	относительное снижение $V_l$ при оптимальной скорости резания после ОИМП, раз
45	0,2	1	0,17	0,11	1,55
	0,2	1	0,22	0,15	1,47
У8А	0,2	1	0,19	0,11	1,73
	0,4	1	0,24	0,14	1,72

Таким образом, ОИМП обеспечивает повышение стойкостных характеристик и их стабильности, снижение относительного поверхностного износа по задней поверхности для инструмента, оснащенного пластинами из БВТС, во всем диапазоне режимов резания, характерных для чистового точения сталей. Вместе с тем наибольший эффект ОИМП обеспечивается при точении на оптимальных скоростях резания. Повышение уровня оптимальных скоростей резания в результате ОИМП позволяет повысить производительность чистового точения сталей инструментом из БВТС. При этом внедрение технологии ОИМП режущего инструмента из БВТС, а также переход на более высокие скорости резания, являющиеся оптимальными для магнитообработанного инструмента из БВТС, будет сопровождаться повышением точности обработки и качества обработанной поверхности.

#### Литература.

1. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. М, Машиностроение, 1976, 278 с.

### НАДЕЖНОСТЬ СБОРНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ И ПРОЦЕССА ИХ ОБСЛУЖИВАНИЯ НА ТЯЖЕЛЫХ СТАНКАХ

*The mathematical models are obtained which can be used for statistical simulation of a service of cutting tools and technological system. Knowing rates of failure and restoring of serviceability of system it is possible to pick up the necessary strategy of a service for deriving the given level of reliability.*

Сборный твердосплавный резец с точки зрения надежности можно представить как последовательную систему, так как выход из строя любого элемента резца приводит к отказу всей системы. Её можно считать обслуживаемой в связи с наличием процесса восстановления работоспособности, т.е. замены отказавших элементов.

Показателем надежности обслуживаемой системы является коэффициент готовности, который характеризует как безотказность резца, так и его ремонтпригодность. Он определяет вероятность нахождения системы в работоспособном состоянии в некоторый момент времени при условии, что в начальный момент система была в исправном состоянии.

Определение показателей надежности системы существенно упрощается, если соответствующий фазовый процесс  $\{Z(t)\}$  является марковским.

Стохастический процесс  $\{Z(t), t \geq 0\}$  с пространством состояний называется марковским процессом с переходными вероятностями  $P_{ij}(t)$ ,  $t \geq 0, i, j \in \mathbb{Z}$ , если для произвольных  $n \geq 1, U_1 \dots U_n, U, S$ , где  $0 \leq U_1 < \dots < U_n < U < S$ , и  $j_1 \dots j_n, i, j \in \mathbb{Z}$ , справедливо следующее равенство:

$$P(Z(S)=j \mid Z(U_1)=j_1, \dots, Z(U_n)=j_n, Z(U)=i) = P(Z(S)=j \mid Z(U)=i) = P_{ij}(S-U).$$

Это свойство называется “отсутствием памяти” у процесса  $\{Z(t)\}$  или соответственно у рассматриваемой системы. Оно означает, что при известном “настоящем”  $\{Z(u)=i\}$ , “будущее”  $\{Z(S), S > t\}$  не зависит от “прошлого”  $\{Z(U_1), \dots, Z(U_n)\}$ .

Предположение о том, что рассматриваемые в работе системы являются марковскими, приводит к допущению, что все наработки на отказ и времена восстановления – независимы. В этом случае указанные величины распределены экспоненциально с постоянной величиной интенсивностей отказов и восстановлений.

Вероятности состояний марковского процесса  $\{Z(t)\}$  можно выразить через его начальное распределение  $P^0 = P(Z(0)=i), i=0, \dots, m$ , и переходные вероятности

$$P_j(t) = P(Z(t)=j) = \sum_{i=0}^m P_i^0 P_{ij}(t), j=0, \dots, m.$$

Переходные вероятности удовлетворяют некоторой системе дифференциальных уравнений, решение которых позволяет найти выражение для определения коэффициента готовности системы, который является комплексным показателем надежности, учитывающим не только безотказность, но и ремонтпригодность системы.

Статистические исследования работоспособности твердосплавных резцов не всегда подтверждают правомочность предположения экспоненциального распределения. Однако в связи с тем, что отказавшие элементы, (например, режущая пластина) требуют небольшого времени восстановления по сравнению с длительностью эксплуатации других элементов (например, корпуса резца), применение марковского подхода к оценке надежности системы позволяет получить математические модели, описывающие поведение системы с достаточной для практического применения точностью [1].

Для определения коэффициента готовности сборного резца рассмотрим два состояния, в которых он может находиться в процессе эксплуатации: состояние 0, когда он работоспособен, и состояние 1, когда станок простаивает (замена резца и поворот многогранной пластины).

Матрица переходов системы из одного состояния в другое имеет вид:

$$P = \begin{vmatrix} 1 - \lambda & \lambda \\ \mu & 1 - \mu \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  - интенсивность отказов режущей пластины;

$\mu$  - интенсивность восстановления (замены режущих вершин).

Конечно - разностные уравнения, описывающие стохастическое поведение этой системы, можно составить из следующих соображений: вероятность того, что система находится в состоянии 0 к моменту  $t+dt$ , выводится из вероятности того, что эта система была в состоянии 0 в момент времени  $t$  и не отказала за интервал  $t-t+dt$ , или что она находилась в состоянии 1 в момент  $t$  и возвратилась в состояние 0 за интервал  $t-t+dt$ . Поэтому получаем:

$$P_0(t + dt) = P_0(t)(1 - \lambda dt) + P_1(t)\mu dt + 0(dt) \quad (2)$$

Вероятность пребывания системы в состоянии 1 определяем подобным образом;

$$P_1(t + dt) = P_0(t)\lambda dt + P_1(t)(1 - \mu dt) + 0(dt) \quad (3)$$

Член  $0(dt)$  представляет собой бесконечно малую величину, так как является вероятностью двух несовместных событий ординарного потока.

Решая систему уравнений (2) и (3), применяя преобразование Лапласа, получаем выражение для коэффициента готовности  $K_r$ , если система в начальный момент  $t=0$  находилась в работоспособном состоянии ( $P_0(0)=1$  и  $P_1(0)=0$ ):

$$K_r = P_0(t) = \frac{\mu}{\mu + \lambda} + \frac{\lambda}{\lambda + \mu} e^{-(\lambda + \mu)T} \quad (4)$$

Среднее время работоспособного состояния  $A(T)$  резца для некоторого конечного интервала времени  $T$  можно определить, просуммировав  $P_0(t)$  по всему интервалу и разделив на него:

$$A(T) = \frac{1}{T} \int_0^T P_0(t) dt \quad (5)$$

Для данного случая

$$A(T) = \frac{\mu}{\mu + \lambda} + \frac{\lambda}{(\lambda + \mu)^2 T} - \frac{\lambda}{\lambda + \mu} e^{-(\lambda + \mu)T} \quad (6)$$

Рассмотрим надежность сборного резца более сложной конструкции, состоящего из корпуса, блок-вставки, на которой крепится режущая пластина. Сборный резец восстанавливает свою работоспособность двумя способами. При возникновении первой неисправности (отказе режущей пластины) осуществляется частичное восстановление - поворот или замена пластины и система восстанавливает свою работоспособность. После появления второго отказа (выхода из строя всего блока или элементов крепления) производится замена блока. При этом система полностью восстанавливает свою работоспособность. Пусть  $\lambda_1$  означает интенсивность отказов блоков, а  $\lambda_2$  - интенсивность отказов пластин, причем  $\lambda_2 > \lambda_1$ . Пусть далее  $\mu_1$  - интенсивность восстановления режущей части, т.е. замены или поворота пластины, а  $\mu_2$  - интенсивность восстановления работоспособности блоков. Определим четыре состояния, в которых будут находиться системы: состояние 0 - система исправна после замены блока; состояние 1 - резец не работает в связи с отказом пластины, проводится ее поворот или замена; состояние 2 - резец находится в рабочем состоянии после замены пластины; состояние 3 - резец не работает в связи с отказом элементов крепления или блока в целом, производится замена блока.

Состояния 0 и 2 представляют собой допустимые состояния для надежной работы резца. Матрица переходов из одного состояния в другое в этом случае имеет вид:

$$P = \begin{matrix} & \begin{matrix} 0 & 1 & 2 & 3 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 0 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \end{matrix} & \begin{vmatrix} 1 - \lambda_1 & \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 1 - \mu_1 & \mu_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 - \lambda_2 & \lambda_2 \\ \mu_2 & 0 & 0 & 1 - \mu_2 \end{vmatrix} \end{matrix} \quad (7)$$

Опуская промежуточные математические выкладки, определяем коэффициент готовности:

$$K_r = \frac{\lambda_1 \mu_1 \mu_2 + \lambda_2 \mu_1 \mu_2}{\lambda_1 \mu_2 \mu_1 + \lambda_1 \mu_1 \mu_2 + \lambda_1 \mu_2 \mu_2 + \lambda_2 \mu_1 \mu_2} \quad (8)$$

Таким образом, используя выражения (8), можно определить коэффициент готовности резца по заданным показателям его надежности: показателям безотказности  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  и ремонтпригодности  $\mu_1$  и  $\mu_2$  полученным на основании результатов эксплуатационных испытаний [2].

Зависимость (8) на стадии проектирования можно использовать для распределения заданного уровня надежности всего резца данной конструкции между его элементами, имея априорную информацию об интенсивности их восстановления. Если же необходимо сконструировать резец для данных условий обработки (т.е. заданы интенсивности  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ ), то для получения за данного уровня надежности необходимо выбрать такие конструктивные решения, которые позволят обеспечить определенные

зависимостью (8) показатели ремонтпригодности.

При разработке системы рациональной эксплуатации режущего инструмента одной из целевых функций для многокритериальной оптимизации регламентов эксплуатации является функция готовности системы, которая характеризует ее надежность и является косвенным показателем напряженности труда станочника [1]. Функция готовности в установившемся режиме (т.е. при достаточно большом рассматриваемом интервале времени) представляет собой коэффициент готовности, численно равный доле времени, в течении которого система готова к использованию. В дальнейшем будем рассматривать технологическую систему «станок – инструмент – деталь – станочник» с точки зрения ее надежности, в центре которой находится режущий инструмент, регламенты эксплуатации которого оказывают влияние на состояние всей системы в целом.

На долю простоев, связанных с обслуживанием режущего инструмента, приходится 8-9 % всего времени функционирования системы и 25-27% времени, в котором система находится в неработоспособном состоянии. Время простоев, связанных с обслуживанием режущего инструмента включает время замены, заточки, ремонта, наладки вне станка инструмента, время хождения станочника (наладчика) в инструментальную кладовую и т.п. Статистические исследования показывают, что распределение суммарного времени простоев системы, связанных с обслуживанием режущего инструмента (временем восстановления работоспособности системы) не противоречит экспоненциальному закону  $G(t)=1-e^{-\mu t}$ , а время появления отказов режущего инструмента  $F(t)=1-e^{-\lambda t}$ , где  $\mu$  и  $\lambda$  - интенсивность соответственно восстановления и отказов инструмента.

На рис. 1 показан пример распределения времени простоев системы, связанных с обслуживанием инструмента.

$G(t)$

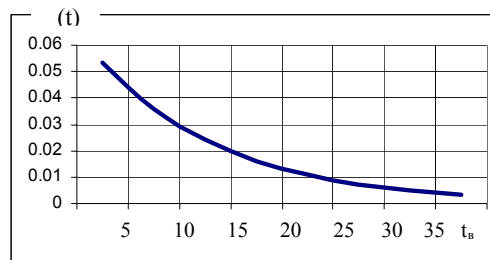


Рисунок 1. – Распределение времени восстановления работоспособности системы тяжелого токарного станка  $D_c=4000$  мм при обслуживании двумя станочниками

Рассмотрим различные стратегии обслуживания системы, состоящей из  $n$  образцов инструмента станочниками из  $g$  человек. На тяжелом токарном станке часто



работают два суппорта в режимах как последовательного, так и параллельного соединения с точки зрения надежности. Станок обслуживает два станочника, работа которых может быть в режиме независимого обслуживания, когда каждый из них закреплен за работой отдельного вида инструмента, так и в режиме совместного обслуживания. Предполагается, что система может находиться в одном из трех возможных состояний в некоторый момент времени  $t$ . Обозначим: 0 – состояние системы, в котором все инструменты работоспособны; 1 – состояние системы, когда один инструмент исправен, а второй – восстанавливается; 2 – состояние восстановления всех инструментов. Таким образом, функция готовности системы есть вероятность нахождения ее в состоянии 0, т.е.  $P_0(t)$ . Далее будем считать, что  $P_0(t)$  зависит от числа станочников. В этом случае система будет находиться в состоянии 0 тем дольше, чем больше  $g$ . Применяя марковский подход к оценке надежности системы, запишем матрицу переходов из одного состояния системы в другое для случая  $g=n=2$  и независимом обслуживании системы:

$$P = \begin{vmatrix} 1-2\lambda & 2\lambda & 0 \\ \mu & 1-(\lambda+\mu) & \lambda \\ 0 & 2\mu & 1-2\mu \end{vmatrix}. \quad (9)$$

Система, находясь в состоянии 2 в момент времени  $t$ , может возвратиться в состояние 1 за  $t, t+dt$ , если любой из инструментов восстановлен (заменен) за это время. Вероятность такого события равна  $2dt(1-\mu dt)=2\mu dt+0(dt)$ . Из (9) можно получить уравнения для установившегося режима, решая которые получаем выражение для определения коэффициента готовности системы при ее независимом обслуживании двумя станочниками:  $P_0 = \frac{\mu^2}{(\lambda+\mu)^2}$ .

Однако станочники работают независимо друг от друга только при одновременном отказе инструментов, закрепленных в двух суппортах. Предположим, что обслуживание одного станка двумя станочниками производится с интенсивностью  $1,5\mu$  и что, если оба станочника обслуживают один суппорт, а инструмент, закрепленный во втором суппорте, выходит из строя, то второй станочник немедленно переключается на обслуживание второго инструмента. Тогда при совместном обслуживании системы матрица переходов  $P$  приобретает вид:

$$P = \begin{vmatrix} 1-2\lambda & 2\lambda & 0 \\ 1,5\mu & 1-(\lambda+1,5\mu) & \lambda \\ 0 & 2\mu & 1-2\mu \end{vmatrix}. \quad (10)$$

При этом коэффициент готовности равен  $P_0 = \frac{\mu^2}{3\mu^2 + 4\mu\lambda + 2\lambda^2}$ .

В таблице для сравнения приведены коэффициенты готовности системы в трех случаях обслуживания инструмента одним и двумя станочниками.

Таблица – Сравнение показателей надежности при разных стратегиях замены инструмента ( $\lambda=0,05$  1/мин;  $\mu=1,0$  1/мин)

Способ обслуживания		Коэффициент готовности системы	Суммарный простой за 10000 мин работы системы, мин
Один станочник		0,9050	946
Два станочника	А. Независимое обслуживание	0,9070	928
	Б. Совместное обслуживание	0,9360	639

При совместном обслуживании системы двумя станочниками коэффициент готовности системы значительно повышается по сравнению с независимым обслуживанием, которое мало отличается от случая работы одного станочника.

В общем случае, когда имеется  $n$  режущих инструментов и  $r$  станочников, вероятности переходов зависят от числа отказавших инструментов, которое обозначим через  $k$  ( $k=0,1,2,\dots,n$ ). Вероятность нахождения системы в некотором состоянии будет зависеть от условий  $k < r$ ,  $k=r$  или  $k > r$ , для которых получены выражения для определения вероятностей работоспособного состояния системы  $P_k$

$$P_k = \frac{n!}{(n-k)!k!} \rho^k P_0 \quad (k < r), \quad P_k = \frac{n!}{(n-k)!r!} \rho^r \left(\frac{\rho}{r}\right)^{k-r} P_0 \quad (k \geq r) \text{ и}$$

$$P_0 = \left[ \sum_{k=0}^{r-1} \frac{n!}{(n-k)!k!} \rho^k + \sum_{k=r}^n \frac{n!}{(n-k)!r!} \rho^r \left(\frac{\rho}{r}\right)^{k-r} \right]^{-1},$$

где  $\rho = \frac{\lambda}{\mu}$ .

Таким образом, получены математические модели, которые могут быть использованы для статистического моделирования обслуживания технологической системы. Зная интенсивности отказов и восстановления работоспособности системы можно подобрать необходимую стратегию обслуживания для получения заданного уровня надежности. Возможно и решение обратной задачи определения коэффициента готовности системы при различных сочетаниях  $\lambda$  и  $\mu$ , характеризующих интенсивность отказов и восстановления работоспособности инструмента.

### Литература

1. Клименко Г.П. Повышение эффективности эксплуатации режущего инструмента на тяжелых станках/ Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зваривального виробництва. – Киев: НТУУ «КПІ». Т.1- 1998.- С. 417-422.
2. Клименко Г.П. Обеспечение надежности технологической системы оптимальными стратегиями замены инструмента// Надежность режущего инструмента и технологических систем. - Краматорск, 1997, с.18-23.
3. Дж.Сандлер Техника надежности систем. – М.: Наука.- 1986, 298 с.

УДК 621.9.02

**С.Нагорняк, М.Грод.****Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя****ДОСЛІДЖЕННЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ПОВЕРХОНЬ КАНАВКИ  
НА ТОРЦІ ДИСКА З ДОПОМОГОЮ ДИСКОВОЇ ФРЕЗИ**

*Deferent schemes of working for the cases of the disk cutter and part rotation axis crassing as will as displacement of the instrument rotation axis as to the past rotation axis are analysed in the article. The variants of the grooves forms under external and internal kontakt of the original instrument surface and the part are presented.*

Основи формоутворення поверхонь деталей машин механічною обробкою приведені в роботах [1, 2]. Нами проведені дослідження по формоутворенню поверхонь канавок дисковими фрезами, результати яких доповнюють загальну теорію і практику утворення багатоваріантної структури форм канавок при використанні одних і тих же розмірів.

Розглянемо випадок перетину осей обертання інструменту і деталі (рис.1). при повільному обертанні деталі 1 (рух  $P_{sk}$ ) і швидкому обертанні дискової фрези 2 (рух  $P_r$ ) відбувається зміна форми канавки на її периферії, яка досягає максимального значення  $\Delta_{max}$  на торцевій поверхні деталі.

При дослідженні формоутворення канавки перетинаємо фронтальну і профільну проекції січними площинами I-I, II-II, III-III і IV-IV. При перетині даних площин з вихідною інструментальною поверхнею "Г" (колом радіусом  $r$ ) на профільній площині отримуємо точки 1,2,3 і 4.

З точки  $O_1$  (осі обертання фрези) на профільній проекції проводимо вниз вертикальну лінію, а вісь обертання фрези  $O_1O_1$  на горизонтальній проекції продовжуємо вправо до перетину з даною вертикальною лінією. Отримаємо точку М, через яку під кутом  $45^\circ$  до горизонталі (вертикалі) проводимо пряму лінію СС. З точок 1,2,3 і 4 проводимо вниз до перетину з лінією СС вертикальні лінії. Отримані точки проектуємо на лівий торець дискової фрези (горизонтальна проекція).отримаємо точки  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$  і  $4'$ . Дані точки з'єднуємо з точкою 0.

Відстані  $01'$ ,  $02'$ ,  $03'$  і  $04'$  позначимо відповідно через  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  і  $R_4$ . З точки 0 даними радіусами проводимо дуги до перетину з лінією  $O_1O_1$ . Отримаємо точки  $1''$ ,  $2''$ ,  $3''$  і  $4''$ . З даних точок проводимо вверх вертикальні лінії до перетину з січними площинами відповідно I-I, II-II, III-III і IV-IV. Точки перетину  $1_k$ ,  $2_k$ ,  $3_k$  і  $4_k$  будуть представляти собою точки периферійної частини профілю канавки. Оскільки вісь обертання інструмента перетинається з віссю обертання деталі, то в цьому випадку при зовнішньому дотику вихідної інструментальної поверхні "Г" і деталі "Д" ближній до осі заготовки профіль канавки отримується без спотворень.

Координати профілю канавки на її периферійній частині можна визначити аналітично. На торці диска буде максимальний радіус канавки і максимальне значення  $\Delta_{max}$ .

$$\Delta_{max} = R_1 - R_4,$$

$$\text{де } R_1 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + b_1^2},$$

тут:  $A$  – відстань від вісі обертання заготовки до правого торця фрези;  $B_{\phi}$  – ширина фрези;  $b_1$  – відстань від вертикалі, проведеної через точку  $O_1$  (профільна проекція) до точки 1.

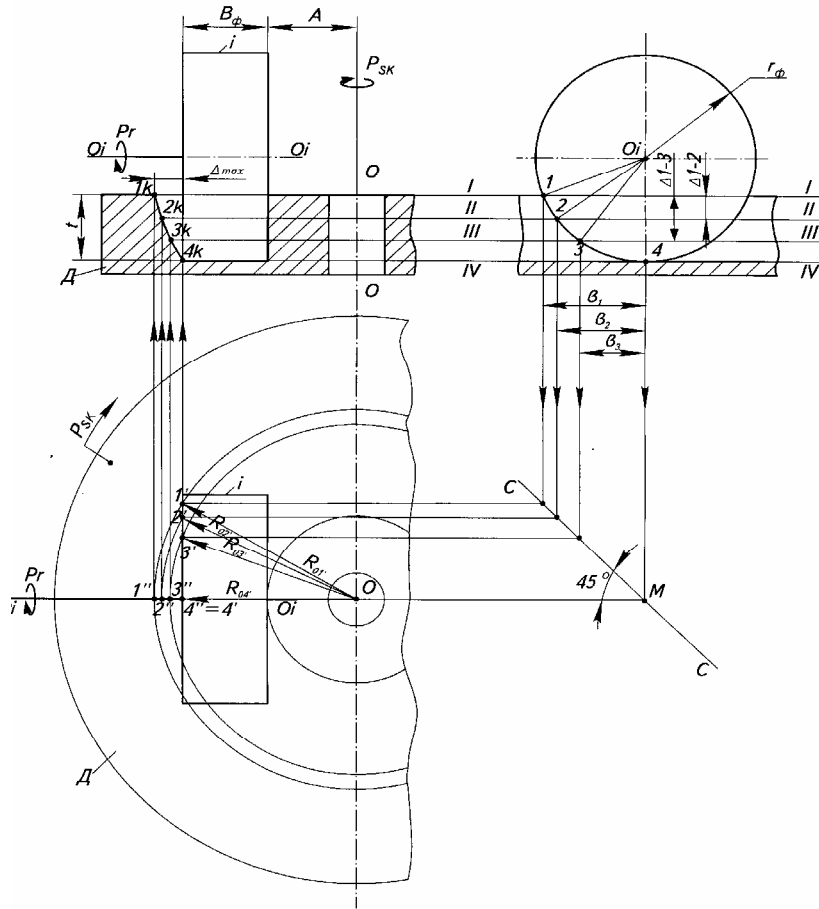


Рисунок 1 - Схема обробки для випадку перетину вісей обертання дискової фрези і деталі  
Оскільки величина рівна

$$b_1 = \sqrt{r^2 - (r-t)^2},$$

де  $r$  – радіус дискової фрези;  $t$  – глибина різання,

то в кінцевому рахунку значення  $\Delta_{\max}$  буде рівним:

$$\Delta_{\max} = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + r^2 - (r - t)^2} - A - B_{\phi}.$$

Радіуси інших точок профілю канавки  $R_2$ ,  $R_3$  і  $R_4$  визначаються так:

$$R_2 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + b_2^2}; R_3 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + b_3^2}; R_4 = A + B_{\phi},$$

$$\text{де: } b_2 = \sqrt{r^2 - (r - t + \Delta_{1-2})^2}; b_3 = \sqrt{r^2 - (r - t + \Delta_{1-3})^2};$$

Значення  $\Delta_{1-2}$  і  $\Delta_{1-3}$ , як відстані від торцевої поверхні заготовки до точок 2 і 3, тобто відстані від площини I-I до січних площин II-II і III-III задають довільно.

При однакових відстанях між січними площинами:  $\Delta_{1-2} = \frac{t}{3}$  і  $\Delta_{1-3} = \frac{2}{3} \cdot t$ .

В другому випадку (рисунок 2), коли вісь обертання фрези зміщена на величину “e” відносно осі обертання деталі, має місце спотворення форми прямокутної канавки як при внутрішньому так і при зовнішньому дотиках.

Принцип графічного знаходження профілю кільцевої канавки подібний до попереднього випадку. Оскільки вісь  $0_10_1$  обертання фрези (горизонтальна проекція) на рисунку зміщена вниз на величину “e” відносно осі обертання деталі, то в цьому випадку при побудові профілю канавки використовуємо нижній лівий торець дискової фрези і відповідно праву частину на профільній проекції.

З врахуванням величини “e” значення радіусів характерних точок профілю канавки  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  і  $R_4$  будуть рівними:

$$R_1 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + (e + b_1)^2},$$

$$R_2 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + (e + b_2)^2},$$

$$R_3 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + (e + b_3)^2},$$

$$R_4 = \sqrt{(A + B_{\phi})^2 + e^2}.$$

Значення  $b_1$ ,  $b_2$  і  $b_3$  визначаються аналогічно до попереднього випадку. Якщо в попередньому випадку (рисунок1) точка 4к співпадала з нижньою кутовою точкою дискової фрези, то в даному випадку точка 4к зміщена в радіальному напрямку і це зміщення залежить від величини ексцентриситету “e”.

Для знаходження дійсної форми частини канавки, яка утворюється при зовнішньому дотику поверхонь інструмента і деталі, необхідно на горизонтальній проекції на ближньому до осі  $00$  обертання оброблюваної деталі торці дискової фрези проставити крайні точки  $4'_3$  (точка перетину осі  $0_10_1$  з даним торцем фрези) і  $5'_3$  (точка перетину горизонтальної лінії, яка проходить через вісь обертання деталі з даним торцем інструмента). Індекс “3” означає зовнішній дотик вихідної інструментальної поверхні “Г” і деталі “Д”.

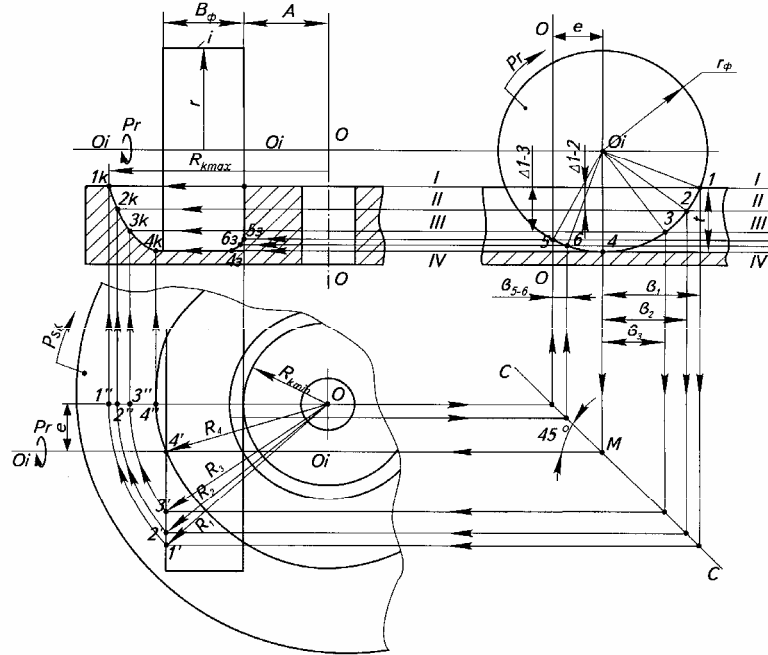


Рисунок 2 - Схема обробки кільцевої канавки дисковою фрезою для випадку зміщення вісі обертання фрези відносно вісі обертання деталі

В проміжку між точками  $4'_3$  і  $5'_3$  на торці фрези необхідно проставити декілька проміжних точок. Для кращої наглядності ілюстрації беремо проміжну точку  $6'_3$ . Після цього точки  $4'_3$  і  $6'_3$  по дугах кіл переносимо на горизонтальну лінію, яка проходить через точку  $O$ . З отриманих точок  $4''_3$ ,  $5''_3$  і  $6''_3$  проводимо вгору вертикальні лінії, якими перетинаємо фронтальну проекцію. Після цього з точок  $4'_3$ ,  $5'_3$  і  $6'_3$  проводимо горизонтальні лінії до перетину з нахилоною прямою  $CC$  і далі з отриманих точок проводимо вертикальні лінії до перетину з колом радіусом " $r$ " на профільній проекції. З отриманих точок 4, 5 і 6 проводимо вліво горизонтальні лінії до перетину з вертикальними лініями, які перед цим були проведені з точок  $4''_3$ ,  $5''_3$  і  $6''_3$ . Точки  $4_3$ ,  $5_3$  і  $6_3$  перетину даних ліній є точками перехідного профілю канавки при зовнішньому дотику вихідної інструментальної поверхні "Г" і деталі "Д".

Радіуси точок  $R4_3$ ,  $R5_3$  і  $R6_3$  визначаються так:

$$R4_3 = \sqrt{A^2 + e^2}, \quad R5_3 = A, \quad R6_3 = \sqrt{A^2 + b_{5-6}^2},$$

де  $b_{5-6}$  – задана відстань між точками  $5'_3$  і  $6'_3$ .

На рисунку 3 показані можливі варіанти форм канавок при зовнішньому і внутрішньому дотиках вихідної інструментальної поверхні "Г" і деталі "Д" для випадку  $e > 0$ .

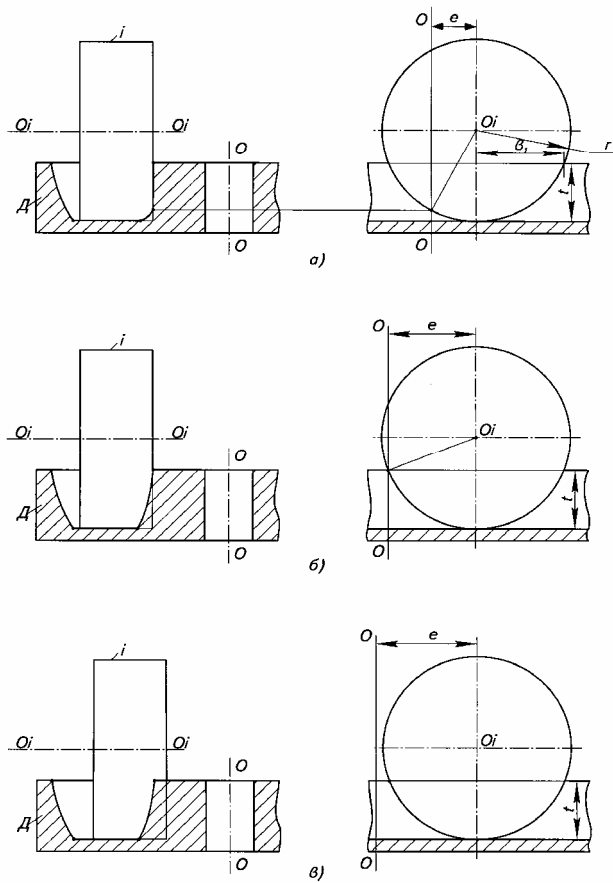


Рисунок 3 - Варіанти форм канавок при зовнішньому і внутрішньому дотиках І та Д

В першому випадку (рис.3, а) величина  $e < b_1$  і частина утвореної поверхні при зовнішньому дотику “І” та “Д” має циліндричну форму (Ц), а решта перехідна фасонна поверхня (Ф). В другому випадку (рис.3, б) величина  $e = b_1$ . В цьому випадку при зовнішньому дотику “І” та “Д” утворюється фасонна поверхня (Ф). В третьому випадку (рис.3, в) величина  $e > b_1$  і по відношенню до попереднього випадку утворювана фасонна поверхня (Ф) зміщена в радіальному напрямку відносно вісі  $O_0$ .

#### Література

1. Родін П.Р. Основи проєктирования режущих інструментов. -К.:Выща школа, 1990.-424 с.
2. Равська Н.С., Родін П.Р., Ніколаєнко Т.П., Мельничук П.П. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці.-Житомир, ЖІТІ,2000.-332 с.

УДК 621.9: 658.5

**Т.Г.Ивченко**

Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНА ВЕЙБУЛЛА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

*The forecasting of the average period of stability and factor of its variation is carried out with use of the established laws of influence of conditions of operation and time of functioning of the cutting tool for probability of its destruction*

Закон распределения случайной величины является ее основной характеристикой. При исследовании надежности режущего инструмента весьма актуальной является задача определения закона распределения его стойкости, характеризующего как безотказность функционирования самого режущего инструмента, так и технологической системы в целом.

В настоящее время основной способ определения вида закона распределения и его параметров – экспериментальный. В результате экспериментальных исследований накоплено достаточно большое количество информации о законах распределения стойкости режущего инструмента в различных условиях эксплуатации. Однако теоретические методы прогнозирования параметров законов распределения практически отсутствуют.

В представляемой работе предлагается методика теоретического определения параметров наиболее распространенного для режущего инструмента закона Вейбулла распределения стойкости на основании прогнозируемого в зависимости от условий эксплуатации среднего периода стойкости и коэффициента ее вариации.

Для закона Вейбулла распределения стойкости режущего инструмента вероятность безотказной работы  $P(t)$  и плотность распределения  $f(t)$  равны:

$$P(t) = e^{-(t/a)^b}; \quad f(t) = b/a (t/a)^{b-1} e^{-(t/a)^b}, \quad (2)$$

где  $a, b$  - параметры масштаба и формы закона распределения стойкости.

Параметр масштаба  $a$  определяется средним периодом стойкости  $T$  в зависимости от параметра  $b$

$$a = T/\Gamma(1+1/b). \quad (3)$$

Параметр  $b$  взаимосвязан с коэффициентом вариации стойкости  $V$ :

$$V = \sqrt{[\Gamma(1+2/b) - \Gamma^2(1+1/b)]} / \Gamma(1+1/b). \quad (4)$$

Для определения параметра формы  $b$  по известному коэффициенту вариации  $V$  целесообразно установить обратную связь  $b(V)$ . На рис. 1 представлены графики зависимости коэффициента вариации  $V$  от параметра  $b$  в нормальной (а) и логарифмической (б) системах координат.

Представленный в логарифмической системе координат график зависимости коэффициента вариации  $V$  от параметра  $b$  имеет линейный характер и может быть описан следующим образом:

$$\ln V = -0,916 \ln b, \quad (5)$$

откуда



$$b = \exp(-1,092 \ln V) . \quad (6)$$

Полученная зависимость  $b(V)$  позволяет аналитически определять величину параметра формы закона Вейбулла  $b$  по известному коэффициенту вариации  $V$ .

Средний период стойкости  $T$  с учетом отказов, связанных с разрушением,

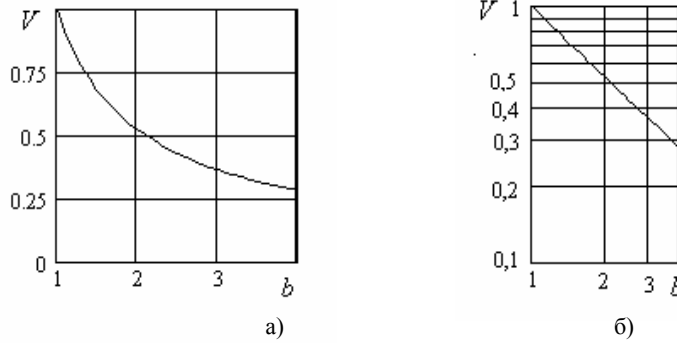


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента вариации от параметра  $b$ .

определяется следующим образом:

$$T = T_n(1 - \alpha q_p), \quad (7)$$

где  $T_n$  – нормативный средний период стойкости, определяемый по известным стойкостным зависимостям;  $\alpha = 1 - T_p/T_n$  – коэффициент, учитывающий соотношение среднего периода стойкости до разрушения  $T_p$  с нормативным;  $q_p$  – вероятность разрушения.

Наличие отказов, связанных с разрушением, приводит не только к уменьшению средней стойкости, но и изменяет ее рассеивание. Установленная зависимость коэффициента вариации стойкости режущего инструмента от вероятности разрушения имеет вид:

$$V = \sqrt{V_H^2 + q_p^2} / (1 - \alpha q_p), \quad (8)$$

где  $V_H$  – коэффициент вариации нормативного периода стойкости.

Прогнозирование среднего периода стойкости и коэффициента ее вариации осуществляется с использованием установленных закономерностей влияния условий эксплуатации и времени функционирования режущего инструмента на вероятность его разрушения [1].

Для нормального закона распределения показателей прочности и нагрузки с коэффициентом вариации  $V_H$  вероятность разрушения режущего лезвия в зависимости от времени его работы равна:

$$q_p(\tau) = 1 - \Phi \left[ -(\eta - 1 - c\tau) / V_H \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right], \quad (9)$$

где  $\eta = P_{ин}/P_z$  - коэффициент безопасности, равный отношению показателей прочности и нагрузки;  $c$  - коэффициент интенсивности изменения прочности и нагрузки во времени, характеризующий общую суммарную скорость изменения прочности и нагрузки в

отношении к действующей нагрузке:  $c = (c_1 + c_2)/P_z$ ;  $c_1, c_2$  - соответственно скорости изменения нагрузки и прочности в линейных уравнениях:  $P_z(\tau) = P_z + c_1\tau$ ;  $P_{ин}(\tau) = P_{ин} - c_2\tau$  [2].

Вероятность безотказной работы инструмента до его разрушения для нормальных законов распределения прочности и нагрузки:

$$P_p(\tau) = 1 - q_p(\tau) = \Phi \left[ -((\eta - 1)/c - \tau) / cV_{п\pi} \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right]. \quad (10)$$

Как следует из представленных зависимостей, фактический закон распределения стойкости до разрушения в случае нормального распределения прочности и нагрузки также нормальный с параметрами  $T_{pф}$  - фактическим средним значением пе-

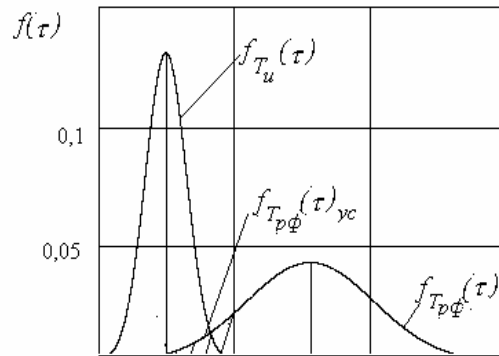


Рисунок2. – Плотности распределения стойкостей до износа  $T_u$  и до разрушения  $T_{pф}$ .

риода стойкости до разрушения и  $S_{pф}$  - среднеквадратичным отклонением, а так же коэффициентом вариации  $V_{pф}$ :

$$T_{pф} = (\eta - 1)/c; S_{pф} = cV_{п\pi} \sqrt{(\eta^2 + 1)}; V_{pф} = V_{п\pi} \sqrt{(\eta^2 + 1)} / (\eta - 1).$$

На рис. 2 представлены графики плотностей распределения стойкости до износа, или нормативной стойкости  $T_u = T_n$  и стойкости до разрушения  $T_{pф}$  при значениях  $\eta = 3$ ,  $V_p = 0,3$ ,  $c = 0,02 \text{ мин}^{-1}$ .

Как следует из графика, фактическая средняя стойкость до разрушения значительно превышает среднюю стойкость до износа, однако, при функционировании режущего инструмента наблюдается только заштрихованная на рис.2 усеченная часть плотности распределения стойкости до разрушения  $f_{T_{рф}}(\tau)_{ус}$ . Границу усечения целесообразно принимать, считая  $V_H = 0,3$ , равной

$$T_{ус} \approx T_H + 3S_H \approx 1,9T_H . \quad (11)$$

В связи с вышеизложенным средний период стойкости до разрушения, наблюдаемый в эксплуатации, может быть определен, исходя из плотности распределения стойкости до разрушения  $f_{T_{рф}}(\tau)$ :

$$T_p = \int_0^{T_{ус}} \tau f_{T_{рф}}(\tau) d\tau . \quad (12)$$

В табл.1 представлены результаты оценки параметров закона Вейбулла по расчетным зависимостям в сравнении с экспериментальными данными, свидетельствующие о достаточно высокой точности прогноза.

Таблица 1.– Оценка параметров закона Вейбулла распределения стойкости

Обрабатываемый материал, твердость	Режимы резания			Число испытаний $N$	Параметры закона Вейбулла			
	Скорость $V$ , м/мин	Подача $S$ , мм/об	Глубина $t$ , мм		эксперимент.		расчетные	
					$a$	$b$	$a$	$b$
Сталь45 HB163...207	95	0,70	1,8	53	39	2,7	35	2,5
Сталь20ХГНР HB174...217	40	0,34	4,0	48	47	1,7	45	1,5
Сталь20ХГНР HB174...217	63	0,78	2,4	41	43	1,2	40	1,3

Таким образом, установленные зависимости позволяют прогнозировать средний период стойкости и коэффициент ее вариации, на основании которых рассчитываются параметры закона Вейбулла распределения стойкости режущего инструмента.

**Литература.**

1. Ивченко Т.Г. Оценка вероятности разрушения инструмента в зависимости от условий его эксплуатации // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Вип. 10. – Краматорськ: ДДМА, 2000.- С.9-14  
 2. Ивченко Т.Г., Клименко Г.П., Васильченко Я.В. Прогнозирование вероятности безотказной работы инструмента с учетом его прочности и действующей нагрузки. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Краматорск: ДГМА. – Вып. 6. - 1996. - С. 171-176.

Т.В. Казакова

Донбасская государственная машиностроительная академия г. Краматорск, Украина

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СРЕДНЕГО ФАКТИЧЕСКОГО ПЕРИОДА СТОЙКОСТИ ИНСТРУМЕНТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ПРИЗНАКОВ**

*The possibility of using of trig rads of the Fourier for a system log-on between a distribution curve of the season of stability and system status, and also productivity of outcomes of diagnostic for definition of the mean actual season of stability of the tool is rotined.*

Обеспечение высокой производительности механической обработки и снижения расхода режущего инструмента является важным показателем его рациональной эксплуатации. Это особенно важно для сборного твердосплавного инструмента, где имеет место сложная структура отказов, отказы различной физической природы и локализации в пределах режущей части инструмента. Для учета сложной структуры отказов при расчете надежности инструмента можно использовать не обычно принятые двухпараметрические законы распределения периода стойкости, а суперпозиции двух и более распределений. /1/.

Для двух типов отказов при неявном задании структуры отказов в общем виде плотность распределения периода стойкости  $f(\tau)$

$$f(\tau) = p(\tau_p)f(\tau_u) + p(\tau_u)f(\tau_p) \quad (1)$$

где  $f(\tau_u)$ ,  $p(\tau_u)$  - плотность распределения периода стойкости и вероятность безотказной работы для постепенных отказов (в связи с износом);

$f(\tau_p)$ ,  $p(\tau_p)$  - тоже для внезапных отказов (в связи с разрушением).

Интенсивность отказов для обобщенного закона распределения имеет вид:

$$\lambda(\tau) = q_p \lambda c \tau^{c-1} + (1 - q_p) \nu \tau^{\nu-1} a \exp(a \tau^\nu). \quad (2)$$

где  $q_p$  - доля внезапных отказов;

$a, \nu$  - параметры закона распределения постепенных отказов;

$\lambda, c$  - тоже для внезапных отказов.

Изменение интенсивности отказов несет важную диагностическую информацию: незначительное плавное возрастание интенсивности отказов свидетельствует о нормальном ходе процесса резания; резкое возрастание, особенно в сочетании с высокой долей постепенных отказов - о чрезмерно высоком уровне режимов резания. Уменьшение интенсивности отказов (после начала эксплуатации) является признаком наличия дефектов изготовления. Постоянная интенсивность отказов. Особенно в сочетании с высокой долей внезапных отказов - признаком тяжелых условий эксплуатации (неоднородность обрабатываемого материала, геометрические дефекты заготовок, отказы станка). Уточнить характер дефектов изготовления и эксплуатации помогает раздельное определение интенсивности постепенных и внезапных отказов /1/.

Теоретически так можно описать сложную структуру отказов, учесть характер и параметры распределения периода стойкости до отказа каждого типа, рассчитать все необходимые показатели надежности. Однако по сравнению с двухпараметрическими законами распределения периода стойкости суперпозиции включают 3..5 параметров. При увеличении числа типов отказов от реальных значений количество параметров

величины которых необходимо установить по опытным данным, резко возрастает, а точность расчета надежности уменьшается.

В соответствии с этим целью настоящей работы является использование метода признаков для установления связи между кривой распределения периода стойкости и состоянием системы, а также использование результатов диагностики для определения среднего фактического периода стойкости режущего инструмента.

Если имеется некоторое число состояний системы  $D_i$ , то предполагается, что каждому состоянию соответствует определенный класс кривых  $x_i(\tau)$ . В качестве признаков кривой  $x(\tau)$  на участке  $\tau_0 \leq \tau \leq \tau_1$  можно принять коэффициенты разложения функции в ряд Фурье [2]. Будем считать что  $\tau_0 = 0$  и  $\tau_1 = T$ , где  $T$  - длина участка по времени (рисунок 1).

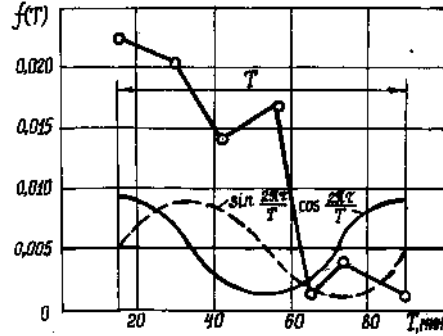


Рисунок 1 – Распределение периода стойкости при эксплуатационных испытаниях (сталь 45:  $t=3,5$  мм,  $S=0,47$  мм/об,  $U=120$  м/мин)

На указанном участке функция имеет вид

$$x(\tau) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) \quad (3)$$

Где  $a_k, b_k$  - коэффициенты Фурье.

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(\tau) \cos\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) d\tau \quad \text{где } (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (4)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(\tau) \sin\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) d\tau \quad \text{где } (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (5)$$

В соответствии с равенством (3) функция  $x(\tau)$  на участке протяженностью  $T$  представлена в виде разложения в ряд по ортогональным функциям

$$1, \cos \frac{2\pi\tau}{T}, \sin \frac{2\pi\tau}{T}, \cos\left(2 \frac{2\pi\tau}{T}\right), \dots \quad (6)$$

Используем ортогональную систему, представляющую собой «спрямляющие» функции для обычных тригонометрических функций. Наиболее простая аппроксимация получается при помощи кусочно-постоянных функций (рисунок 2).

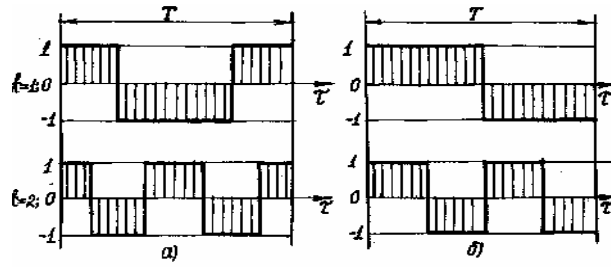


Рисунок 2 – Кусочно-постоянные косинусные (а) и минусные (б) функции

Будем называть синусными и косинусными функциями первой гармоники следующие функции

$$\overline{\cos}^0 \frac{2\pi\tau}{T} = \begin{cases} 1 & 0 \leq \tau \leq \frac{T}{4} \\ -1 & \frac{T}{4} < \tau < \frac{3}{4}T \\ 1 & \frac{3}{4}T \leq \tau \leq T \end{cases} \quad (7)$$

$$\overline{\sin}^0 \frac{2\pi\tau}{T} = \begin{cases} 1 & 0 \leq \tau \leq \frac{T}{2} \\ -1 & \frac{T}{2} \leq \tau \leq T \end{cases} \quad (8)$$

Диагностический параметр  $x(\tau)$  можно выразить модифицированным рядом Фурье

$$x(\tau) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \overline{\cos}^0\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \overline{\sin}^0\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) \quad (9)$$

Коэффициенты  $a_k$  и  $b_k$  находят по уравнениям

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(\tau) \cos\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) d\tau \quad \text{где } (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (10)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(\tau) \sin\left(k \frac{2\pi\tau}{T}\right) d\tau \quad \text{где } (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (11)$$

Вычисления по формулам (10) и (11) содержат интегралы от функций, пропускаем  $x(\tau)$  на различных этапах времени. Например

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T x(\tau) d\tau, \quad (12)$$

$$a_1 = \frac{1}{T} \left( \int_0^{\frac{T}{4}} x(\tau) d\tau - \int_{\frac{T}{4}}^{\frac{3T}{4}} x(\tau) d\tau + \int_{\frac{T}{4}}^T x(\tau) d\tau \right) \quad (13)$$

$$b_1 = \frac{1}{T} \left( \int_0^{\frac{T}{2}} x(\tau) d\tau - \int_{\frac{T}{2}}^T x(\tau) d\tau \right) \quad (14)$$

Для нахождения коэффициента тригонометрического ряда Фурье была использована двухмодульная кривая распределения периода стойкости резцов, представлена на рисунке 1. Данную кривую распределения с определенной степенью приближения можно описать следующей функцией

$$x(\tau) = \frac{1}{T} e^{-\frac{\tau}{T}} \quad (15)$$

Подставляя значения  $x(\tau)$  в выражения (12), (13), (14) получим следующие значения коэффициентов:  $a_0 = 0,63; a_1 = 0,65; v_1 = 0,30$ .

Значения рассчитанных коэффициентов пропорциональны доле поломок и износов, имеющих место при эксплуатации партии резцов. Для установления причины возникновения большого числа поломок была проанализирована структура отказов аналогичных резцов, имеющих различное качество. Результаты эксплуатационных испытаний резцов представлены на рисунках 3, 4.

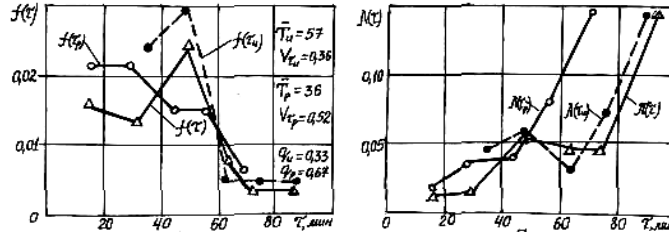


Рисунок 3 - Плотность распределения периода стойкости  $f(\tau)$  и интенсивности отказов  $\lambda(\tau)$  резцов 1-й партии (сталь 45;  $t = 3,5$  мм;  $S = 0,47$  мм/об;  $V = 120$  м/мин)

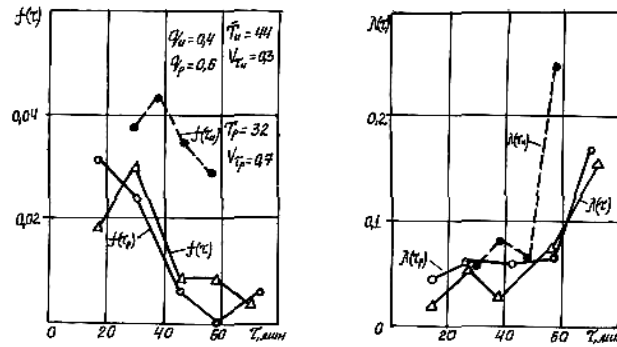


Рисунок 4 - Плотность распределения периода стойкости  $f(\tau)$  и интенсивность отказов  $\lambda(\tau)$  резцов 2-й партии (сталь 45;  $t = 3,5$  мм;  $S = 0,47$  мм/об;  $V = 120$  м/мин)

Кривые распределения периода стойкости показывают неоднородности распределения, подтверждающую сложную структуру отказов. Постоянно растущая интенсивность отказов в сочетании с высокой долей постепенных отказов является признаком тяжелых условий эксплуатации резцов (неоднородность заготовок, высокая подача, неравномерный припуск).

Средний фактический период стойкости, зависящий от износостойкости и прочности инструмента, определяем по формуле:

$$T_{\phi} = q_u T_u + q_p T_p = d T_u \quad (17)$$

где  $T_u, T_p$  – средний период стойкости, обусловленный, соответственно, износом и разрушением инструмента;  $q_u, q_p$  - вероятности появления износов и разрушения;  $d$  - коэффициент, учитывающий изменение периода стойкости в связи с разрушением инструмента.

Учитывая что

$$d = (1 + q_p) + q_p \frac{T_p}{T_u} \quad (18)$$

Исследования показали, что отношение  $T_p/T_u$  соответствует отношению  $q_u/q_p$ , тогда средний фактический период стойкости с учетом вероятности появления износа и разрушения можно посчитать по формуле

$$T_{\phi} = T_u [(1 - q_p) + q_u] \quad (18)$$

Для проверки полученных выводов с учетом прогнозируемой по кривой распределения периодов стойкости вероятности разрушения и износа были посчитаны средние фактические периоды стойкости однотипных резцов различного качества (таблица 1).

Графики распределения периодов стойкости этих резцов представлены на рисунках 3, 4.

Таблица 1- Результаты прогнозирования периода стойкости

Партия резцов	Вероятность отказов		Средний расчетный период стойкости $T_{\phi}'$	Средний фактический период стойкости $T_{\phi}$ , мин.	% ошибки
	$q_p$	$q_u$			
I (рисунок 3)	0,57	0,33	37,6	42,0	11,5
II (рисунок 4)	0,60	0,40	35,2	35,0	1,0

Полученные результаты исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Использованный в данной работе метод признаков может быть эффективно применен для прогнозирования вероятности устранимых и неустранимых отказов по кривой распределения стойкости.

2. Прогнозируемые вероятности устранимых и неустранимых отказов могут быть использованы для прогнозирования фактического периода стойкости инструмента.

#### Литература

1. Хаег Г.Л., Казакова Т.В. Обеспечение качества инструментов в гибком автоматизированном производстве. - М.: ВНИТЭМР, 1986.-40с.
2. Биргер И.А. Техническая диагностика. - М.: Машиностроение, 1978.-240с.
3. Казакова Т.В., Черномаз В.Н. Применение комплексной системы оценки качества для повышения эффективности эксплуатации режущего инструмента. -В кн.: Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. вып. 6. отв. Ред. Г.Л.Хаег.- Краматорск: ДГМА, 1996.-300с.-С.179-182.



**ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

*In work the analysis of existing criterions of an evaluation of a condition of the cutting tool is conducted. Their classification is conducted. The criterion, invariant to modes of cutting is developed.*

В настоящее время метод косвенного контроля режущего инструмента является основным методом для прогнозирования (диагностики) в условии автоматизированного производства. При этом используются физические факторы процесса резания, которые изменяются пропорционально износу инструмента. Заданному критерию износа режущего инструмента соответствует критериальное значение уровня диагностического сигнала, по достижению которого режущий инструмент считается изношенным. Обычно устанавливаются два критерия: критерий предельного износа и критерий поломки инструмента.

**Анализ существующих критериев диагностики режущего инструмента.** Критерии, применяемые в настоящее время, можно классифицировать по ряду признаков на рисунке 1. В основу классификации положены характер проявления и информативность.

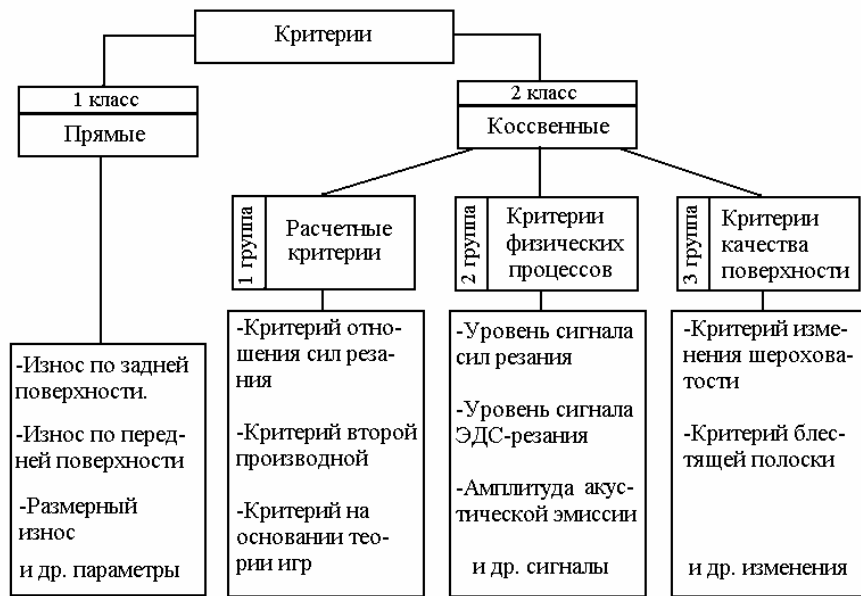


Рисунок 1 – Классификация критериев

Как показано на рисунке, все возможные критерии, можно разделить на два класса: критерии для прямого контроля и критерии для косвенного контроля. Критерии 1 класса, как правило, устанавливаются на основании производственного опыта. Их значения заносятся в общемашиностроительные нормативы, а для контроля применяются прямые измерения в перерывах между обработкой заготовок.

Критерии второго класса разделяются на три группы: расчетные критерии, критерии физических процессов и критерии, связанные с качеством поверхности. Для автоматических производств больший интерес представляют косвенные диагностические сигналы и их критерии. Вместе с тем, надежность контроля при их использовании существенно ниже из-за неоднозначных процессов, проходящих в технологической системе. Этот класс имеет три группы по характеру их проявления. В работе рассматривают только критерии 2 класса, 1 группы как инвариантные к условиям обработки и имеющие наивысшую информативность.

Сущность критерия отношений составляющих сил резания состоит в том, что отношения  $\frac{P_z}{P_x}, \frac{P_z}{P_y}, \frac{P_z}{\sqrt{P_x^2 + P_y^2}}$  для острого инструмента, является величиной посто-

янной. Оно изменяется только при увеличении износа инструмента. Существенным его недостатком является то, что постоянство указанных отношений не выдерживается для глубин резания меньше 1 мм.

Сущность критерия второй производной состоит в том, что вторая производная от износа по времени меняет свой знак в период катастрофического износа. Недостатком этого метода является то, что высокочастотные составляющие диагностического сигнала создают помехи. Поэтому, в диагностической системе возможны ложные срабатывания.

**Разработка критерия, инвариантного к режимам резания.** Игровой критерий базируется на математическом аппарате позиционных дифференциальных игр в условиях неопределенности и неполной информации [1]. Процесс диагностики износа инструмента можно представить дифференциальным уравнением

$$\dot{h}_3 = f(T, h_3, V, U),$$

где  $h_3$  - фазовый вектор износа, а  $\dot{h}_3$  - его первая производная;

$V$  - вектор множества режимов резания;

$U$  - вектор поиска состояния, вырабатываемый диагностической системой.

Геометрическая интерпретация процесса диагностики приведена на рисунке 1. Здесь в пространстве событий  $\{h_3, T\}$  существует множество  $N$  допустимых значений  $h_3$ . В этом множестве существует семейство векторов  $V_i$ , определяемых режимами резания  $V_i = (t_i, s_i, u_i)$

Вектор поиска состояния  $U$  вырабатывается диагностической системой. Он представляет собой касательную в точке  $d$  к функции износа в момент времени  $T_d$ . Вектор  $U$  ограничивается множеством  $A$ , которое является пространством его существования. Пространство  $A$  ограничивается абсциссой  $\tau$  и ординатой отстоящей от точки  $d$  на расстоянии  $\tau$ .

Физическая сущность параметра  $\tau$  является время дискретизации замера диагностического сигнала. Дискретизация замера проводится с целью фильтрации высокочастотной составляющей  $h_3$ , присутствующей во всех диагностических сигналах. Основанием для ввода дискретизации является то обстоятельство, что износ режущего инструмента по своей сути является монотонно возрастающей функцией. Поэтому высокочастотные составляющие имеют побочную природу, не рассматриваемую в данной работе.

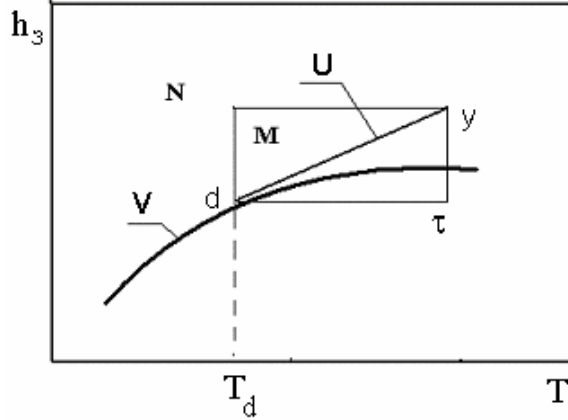


Рисунок 2 – Геометрическая интерпретация критерия.

Тогда состояние режущего инструмента можно оценить функционалом  $\gamma$ .

$$\gamma = f(h_3[T_d], V[T_d], U[T_d], T_0 \leq T_d \leq T).$$

Согласно теории дифференциальных позиционных играх физической сущностью функционала является величина ошибки диагностирования. Он определен для всех возможных реализаций в пределах времени ( $t_0 \leq t < \tau$ ) Его текущая позиция находится в области  $M$ , а конечная - в области  $N$ . В текущих позициях  $g$  справедливо условие:

$$\{t, h_3[t]\} \in N, \quad \{t, h_3[t]\} \in M,$$

В конечной позиции  $g$ , которая соответствует моменту времени  $t$ :

$$\{t, h_3[t]\} \in N, \quad \{t, h_3[t]\} \notin M,$$

Оценку функционала  $\gamma$  можно найти на основе метода интегрирования быстроменяющихся функций. Для этого устанавливается величина дискретизации, которая составляет:

$$\tau = \sqrt{2\pi \frac{h_3^3(T_d)}{h_3''(T_d)}},$$

где  $h_3''(T_d)$  - вторая производная функции износа в точке  $d$ .

Формула удобно реализуется на ЭВМ или набором операционных усилителей в случае применения аналоговой техники.

Для разработки алгоритма диагностики введем понятие коэффициента повышения информативности  $m$ , который равен:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{d_2 - d_1}.$$

Его физический смысл состоит в факте повышения информативности в  $m$  раз по сравнению с информативностью средств прямого преобразования диагностического сигнала.

Теоретически коэффициент  $m$  может принимать значения  $-\infty \leq m \leq +\infty$ . Однако, диапазон применяемых режимов резания ограничивает его значения. Как следует из формулы, он является безразмерной величиной. Кроме того, он инвариантен к режимам резания. Однако, в реальных условиях он ограничивается четырьмя случаями.

Значения, принимаемые коэффициентом  $m$ , приведены в таблице 1. Отсюда следует, что устойчивая работа технологической системы возможна при  $m=0$ . В этом случае приращения  $\Delta y_1 = \Delta y_2$ .

Таблица 1 – Значения, принимаемые коэффициентом  $m$

	При $m < 0$	При $m = 0$	При $m = 1$	При $m > 0$
Случай 1	$Y_2 - y_1 < 0$ $d_2 - d_1 > 0$ -Износ растет. -Угол заострения резца уменьшается. -У обрабатываемого материала падает твердость	$y_2 - y_1 = 0$ $d_2 - d_1 > 0$ -Устойчивая работа при постоянном установившемся износе инструмента.	$Y_2 - y_1 = d_2 - d_1$ и $y_2 - y_1 < 0$ $d_2 - d_1 < 0$	$y_2 - y_1 < 0$ $d_2 - d_1 > 0$
Случай 2	$Y_2 - y_1 > 0$ $d_2 - d_1 < 0$ -Угол заострения резца уменьшается.	$y_2 - y_1 = 0$ $d_2 - d_1 < 0$	$Y_2 - y_1 = d_2 - d_1$ и $y_2 - y_1 > 0$ $d_2 - d_1 > 0$	$y_2 - y_1 < 0$ $d_2 - d_1 > 0$

Рассмотренный критерий реализован программно-аппаратными средствами по блок-схеме приведенной на рисунке 2.

Диагностический сигнал с датчика 1 поступает в ЭВМ, где он может быть записан в память 2. Далее сигнал дифференцируется 3 и подается на компаратор 4. Сюда же подаются результаты генерирования области  $M$ . Частота генерирования устанавливается оператором. Генератор задает, также, дискретность процесса диагностирования.

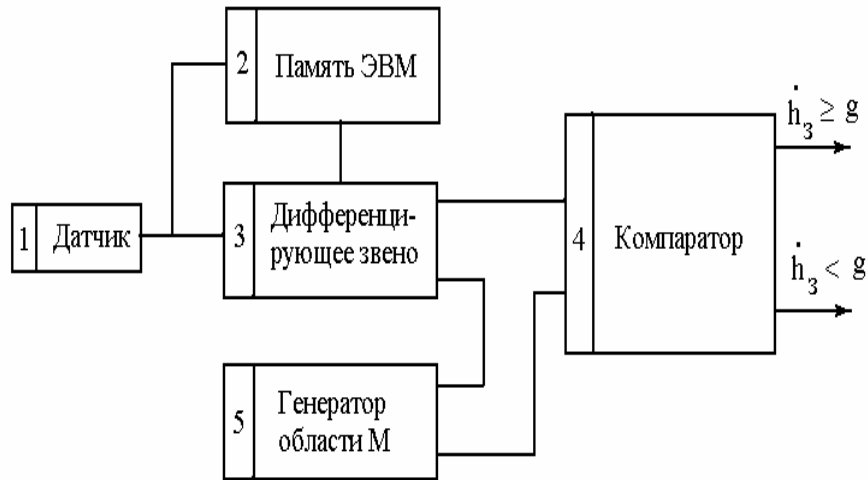


Рисунок 3 – Блок-схема диагностической установки.

Исследования проводились на токарном станке 1К62. Обработывались заготовки из Стали 20Х, Стали 40ХС и Стали 45, резцами с МКП, материал Т5К10 и Т15К6, главный угол в плане 45. Измерялись диагностические сигналы сил резания с универсального динамометра УДМ-600 усиленные в усилителе УТ4. В проведенных исследованиях надежность определения состояния инструмента составила в пределах 90-95%.

#### Литература

Красовский Н.Н., Субботин А.И. Позиционные дифференциальные игры. М.: Наука, 1974. - 456с.

УДК 621.9.025

**Е.В. Мироненко, О.Ф. Бабин, В.Ф. Колесник, В.А. Овчаренко**  
Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина  
АО «Новокраматорский машиностроительный завод», г. Краматорск, Украина

**РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ  
ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДУЛЬНЫХ РЕЗЦОВ  
ДЛЯ УНИКАЛЬНЫХ СТАНКОВ С ПЛАСТИНЧАТЫЕ СУППОРТАМИ.**

*The technique of account of rigid performances of modular cutters for heavy turning machine tools is indicated.*

Обработка крупногабаритных заготовок на токарных станках представляет наибольшие трудности для машиностроительной промышленности. Одной из важнейших особенностей обработки на уникальных тяжелых станках является широкий диапазон глубин резания и подачи. Следовательно, инструмент для этих станков должен быть модульным и быстросменным, чтобы обеспечить гибкость инструментальной системы.

Для обеспечения универсальности и унификации должна быть предусмотрена возможность установки модуля в суппорте станка. В новой гамме тяжелых уникальных станков с ЧПУ предусмотрены пластинчатые суппорта повышенной жесткости. Одной из основных задач суппортной группы является обеспечение зажима инструмента, позволяющего вести без возникновения вибраций обработку крупногабаритных деталей. Когда статическая и динамическая устойчивость суппортной группы достаточно высока, возможно получить максимальную производительность.

Для обеспечения сравнительной оценки прочности и жесткости конструктивных вариантов модульных резцов на стадии проектирования применяются расчетно-аналитические методы исследования. Расчетно-аналитический метод использует зависимости упругих деформаций от нагрузки, решаемых способом Верещагина, прямым дифференцированием интеграла Мора и другими методами.

В качестве базового варианта принята конструкция модульного резца с двумя зажимными механизмами, которые обеспечивают надежное крепление модуля в пластинчатом суппорте тяжелого токарного станка (рисунок 1).

Быстросменный модульный резец содержит Г-образный корпус 1, состоящий из горизонтального основания 2 и вертикального выступа 3 с крепёжной полкой 4. Нижний клиновой зажим 5 одновременно контактирует с крепёжной полкой 4 и выступом пластинчатого суппорта 6. Верхний клиновой зажим 7 расположен в выемке верхней стороны горизонтального основания 2 и суппорта 6.

Нижний клиновой зажим 5 одновременно взаимодействует с крепёжной полкой 4 вертикального выступа 3 и суппорта 6, прижимая корпус 1 к опорной поверхности резцедержателя пластинчатого суппорта. Возникающее усилие  $P_b$  от верхнего клинового зажима 7 раскладывается на две составляющих  $P_b''$  и  $P_b'$ , из которых  $P_b'$  – прижимает хвостовую часть к основанию резцедержателя. С целью получения математической зависимости изгибной деформации модульного резца в направлении действия силы  $P_x$  составлена упрощенная расчетная схема (рисунок 2) для определения деформации модуля.

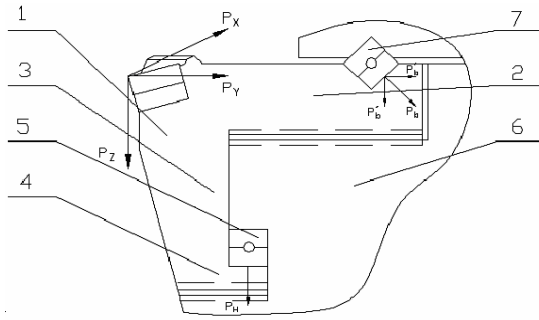


Рисунок 1 – Сборный модульный резец

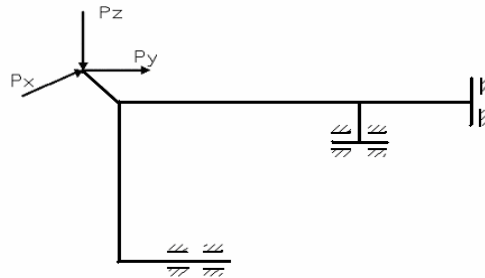


Рисунок 2 – Расчетная схема модульного резца.

Проанализировав действия сил на модульный резец (рисунок 1) и упростив его переходим к расчетной схеме показанной на рисунке 3.

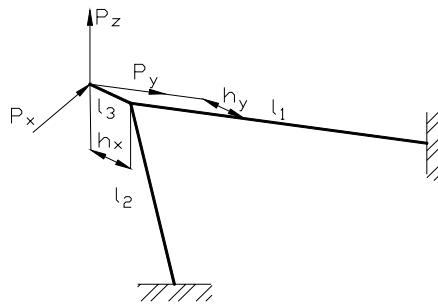


Рисунок 3 – Схема действия сил на модульный резец.

Из вышеприведенной схемы видно, что осевая деформация резца возникает только от силы  $P_x$ . В результате имеем плоско-пространственную статически неопределимую систему (рисунок 4).

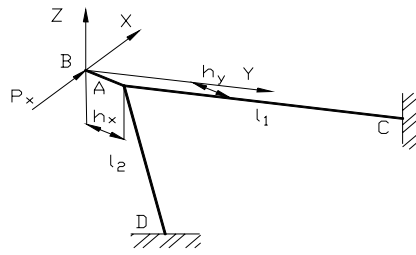


Рисунок 4 – Плоско-пространственная статически неопределимая система.

Под действием сил резания  $P_x$  система примет следующее положение (рисунок 5).

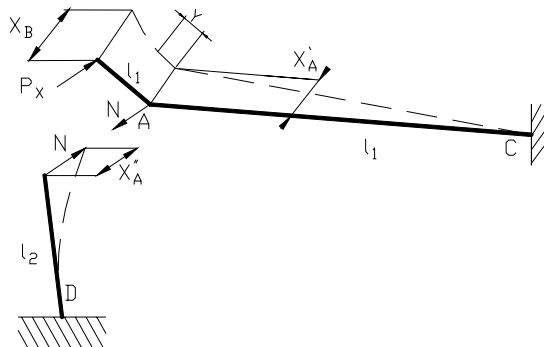


Рисунок 5 – Статически неопределимая система

Анализируя статически неопределимую систему сил действующую на модульный резец находим усилия  $N$  из условия

$$X_A^I = X_A^{II} \quad (1)$$

где  $X_A^I$  – перемещение узла  $A$  от силы резания  $P_X$  и  $N$  за счет деформации участков  $AB$  и  $AC$ ;

$X_A^{II}$  – перемещения узла  $A$  от силы  $N$  за счет деформации участка  $AD$ .

Следовательно

$$X_A^I = \frac{l_1}{6EJ_{z_1}} \{2[P_X(h_y + l_1) - Nl_1]l_1 + P_X h_y l_1\}$$

$$X_A^{II} = \frac{Nl_2^3}{3EJ_{y_1}}$$

где:  $J_{z_1}$  и  $J_{y_1}$  – моменты инерции соответственно участка 1 относительно оси  $Z$  и участка 2 относительно оси  $Y$ .

Определяем размеры узла крепления инструментального блока исходя из схемы приведенной на рисунке 6.



$$l_1 = \sqrt{c^2 + d^2}; \quad l_2 = \sqrt{a^2 + b^2}; \quad l_3 = \sqrt{l^2 + R^2}; \quad h_y = l$$

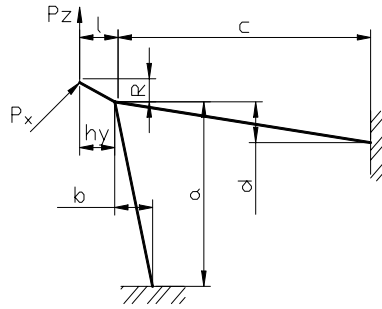


Рисунок 6 – Основная система расчета модульного резца методом сил.

Подставив значение  $X_A^I$  и  $X_A^{II}$  в уравнение (1), получим:

$$\frac{Nl^3}{3EJy_2} = \frac{l_1}{6EJz_1} [2P_X l_1 (h_y + l_1) - Nl_1^2 + P_X h_y l_1]$$

Отсюда

$$N = \frac{(1.5 \frac{h_y}{l_1} + 1)}{1 + \frac{Jz_1 \cdot l_2^3}{Jy_2 \cdot l_1^3}} P_X \quad (2)$$

Для определения осевого усилия перемещения точки В построим эпюру изгибающих моментов от заданной (рисунок 7) и единичных нагрузок (рисунок 8) для плоско-пространственной системы.

Осевое перемещение точки В, т.е. вершины модульного резца определяем способом Верещагина «перемножая» эпюру моментов (рисунок 7) от силы  $P_X$  на эпюру моментов от единичной силы  $P=1$  (рисунок 8), приложенной к основной системе по направлению оси X. В результате чего получим

$$X_B = \frac{h_y}{6EJz_3} 2P_X h_y R_y + \frac{l_1}{6EJz_1} [2P_X h_y^2 + 2P_X (h_y + l_1) - Nl_1] \cdot (h_y + l_1) + P_X h_y (h_y + l_1) + P_X h_y (h_y + l_1) - Nl_1 h_y \quad (3)$$

С целью проверки данных полученных расчетно-аналитическим методом были проведены экспериментальные исследования статической жесткости модульных резцов на специальном стенде. Результаты экспериментов по влиянию конструктивных параметров на жесткость и данные полученные расчетно-аналитическим методом приведены на рисунке 9.

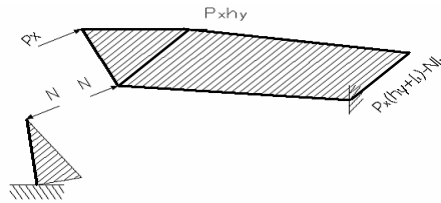


Рисунок 7 – Эпюры изгибающих моментов от силы  $P_x$

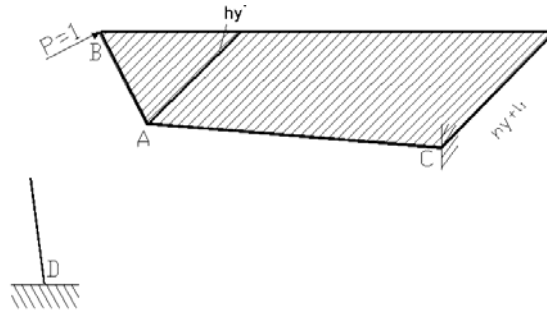


Рисунок 8 – Эпюры изгибающих моментов от силы  $P=1$  для основной системы.

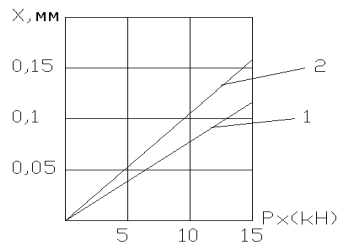


Рисунок 9 – Характеристики жесткости модульного резца  
1 – расчетным; 2- экспериментальным

Удовлетворительное согласование практических и аналитических данных показывают, что проведенная расчетная схема может быть использована для прогнозирования жесткости конструкций модульных резцов на стадии проектирования.

#### Литература

В.В. Скибин, В.С. Гузенко и др. Система инструментального оснащения тяжелых станков токарной группы, выпускаемых КСПО. Надежность режущего инструмента, вып.5, 1994 – с.47-55.

УДК 621. 9

**В.Ф.Шаповалов, В.С.Гузенко, Е.В.Мироненко, С.А.Иванов, В.Ф.Колесник**  
 АО «НКМЗ», Донбасская государственная машиностроительная академия,  
 Краматорск, Украина

### ЧЕРВЯЧНЫЕ ТВЕРДОСПЛАВНЫЕ ФРЕЗЫ ДЛЯ ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИЯ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗАКАЛЕННЫХ КОЛЕС

The new constructions a worm of hard-alloy mills of the large module equipped not-cutting rotary slices are considered. The recommendations for designing the tool and operation are given.

С целью повышения размерной стойкости инструмента, улучшения условий его эксплуатации и исключения необходимости заточки и переточки разработаны различные конструкции крупномодульных  $m = 10-36$  мм червячных твердосплавных фрез одностороннего и двухстороннего резания, оснащенные неперетачиваемыми поворотными пластинками из сплавов ВК-10М, ВК10-ХОМ и др.

Фрезы предназначены для чистовой лезвийной обработки цементованных и закаленных до твердости HRC 45 зубчатых колес 8-9-й степеней точности по Гост 1643-81 или для предварительной обработки колес более высоких степеней точности под зубошлифование.

Фреза 1 одностороннего резания (рис.1) состоит из двух корпусов: левого *Л* и правого *П* с конической винтовой нарезкой одного направления.

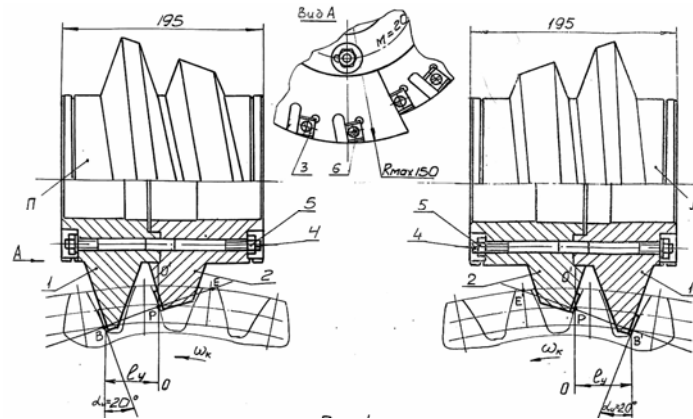


Рисунок 1 – Червячная фреза одностороннего резания.

Каждый из корпусов фрезы в свою очередь, выполнен из двух одновитковых частей 1 и 2 для обеспечения удобства фрезерования гнезд под твердосплавные поворотные пластинки 3, расположенные из условий тангенциального резания. Для неподвижного соединения одновитковых частей используются стяжные шпильки 4 и гайки 5, а также проточки в их средней части. Закрепление пластинок 3 в прямоугольных гнездах корпуса осуществляется с помощью винтов 6, причем оси резьбовых отверстий в корпусе смещены относительно осей отверстий в пластинках 3 на определенную величину, обеспечивающую надежность закрепления.

Обработка колеса осуществляется за два прохода: вначале левым корпусом обрабатывают левые боковые поверхности зубьев, а затем, после смены корпусов на зубофрезерной оправке, правым корпусом обрабатывают правые боковые поверхности зубьев или наоборот [1,2].

Каждый из корпусов фрезы устанавливается на зубофрезерной оправке со смещением относительно межосевого перпендикуляра  $OO$  на расстояние  $L$  определяемое точкой  $B (B')$  пересечения окружности нижней граничной точки эвольвенты зубьев и линии станочного зацепления  $BE (B'E')$ . Размеры установочного расстояния  $L$  определяются по следующей зависимости

$$L_y = \frac{h_f - xm - r_\phi(1 - \sin \alpha_0)}{\operatorname{tg} \alpha_0}, \quad (1)$$

где:  $h_f$  - высота ножки зуба колеса;  $x$  - коэффициент смещения полого контура зубчатой рейки;  $m$  - модуль зубьев;  $r_\phi$  - радиус закругления головки зубьев червячной фрезы;  $L_o$  - профильный угол исходного контура зубчатой рейки.

Для случая обработки зубчатых колес с исходным контуром по ГОСТ 13755-81, где  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $h_f = 1,25 m$  и при  $r_\phi = 0,3 m$ , формула (1) упрощается и имеет вид

$$L_y = \frac{m(1,052 - x)}{0,36397} \quad (2)$$

Как видим, установочное расстояние  $L$  не зависит от числа зубьев обрабатываемого колеса и определяется профильным углом исходного контура зубчатой рейки, модулем зубьев  $m$  и коэффициентом смещения исходного контура зубчатой рейки  $x$ .

Обработку обеих боковых поверхностей зубьев колеса можно вести только одним, например, левым корпусом фрезы, поочередно переустанавливая и смещая его на оправке вправо и влево на расстояние  $L$ . В последнем случае при обработке правых боковых поверхностей зубьев необходим реверс направлений вращения корпуса фрезы и колеса. Обработка одной из боковых поверхностей зубьев колеса осуществляется встречным зубофрезерованием, а другой - попутным. Для обеспечения полной обработки обеих боковых поверхностей зубьев колеса за один проход разработана однокорпусная конструкция червячной фрезы 2 (рис. 2) двухстороннего резания.

Так же, как и у фрезы одностороннего резания, корпус выполнен из двух одновитковых частей 1 и 2, скрепленных шпильками 3 и гайками 4, но поворотные твердосплавные пластинки 5 и крепежные винты 6 размещены на обеих боковых поверхностях витков корпуса. Причем, пластинки расположены только вдоль станочных линий зацепления фрезы и заготовки  $BE$  и  $B'E'$ . Такая конструкция фрезы позволяет обрабатывать обе боковые поверхности зубьев колеса за один проход, т.е. в два раза производительнее, чем фрезой одностороннего резания.

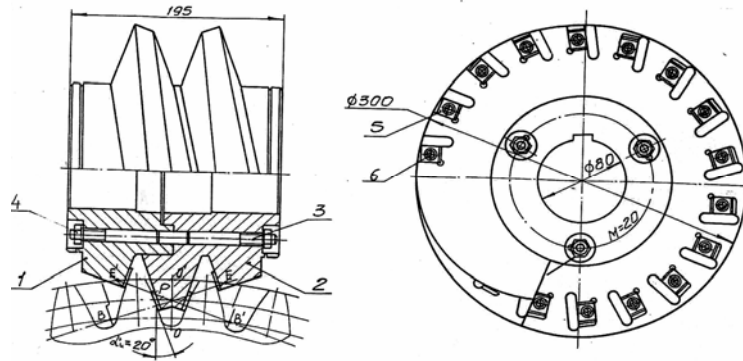


Рисунок 2 – Фреза двухстороннего резания

Вместе с тем, при коэффициентах смещения исходного контура зубчатой рейки достаточно больших, в пределах  $x = 0,3 - 0,9$ , режущие кромки зубьев инструмента 4 и 5 (рис. 3) полностью смещаются со станочных линий зацепления  $BE$  и  $B'E'$  и не

обеспечивают правильности обработки эвольвентных поверхностей 2 и 3 зубьев колеса, т.е. не касательные к ним.

Предельно допустимые для правильной обработки зубьев коэффициенты смещения можно определить из следующих соотношений:

при положительном коэффициенте смещения  $+x$ :

$$+x_{II} = \frac{a \operatorname{ctg} \alpha_0}{m}, \quad (3)$$

где  $a = 5\text{ мм}$  - длина нижнего активного

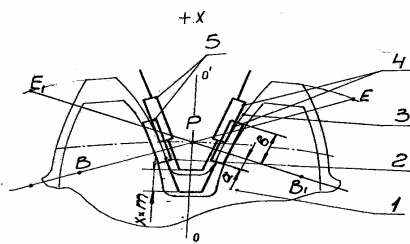


Рисунок 3 – Обозначения к определению предельных коэффициентов смещения исходного контура

участка режущей кромки фрезы;

при отрицательном коэффициенте смещения  $-x$ :

$$-x_{II} = \frac{b \operatorname{ctg} \alpha_0}{m}, \quad (4)$$

где  $b = 15\text{ мм}$  - длина верхнего активного участка режущей кромки фрезы;

Анализ зуборезного производства на АО «НКМЗ» показывает, что коэффициент смещения исходного контура колеблется в широких пределах:  $x = \pm 0,1 \dots \pm 1,1$ .

Для обеспечения универсальности фрезы, т.е. возможности обрабатывать колеса с любым смещением исходного контура, предложены два варианта конструирования инструмента:

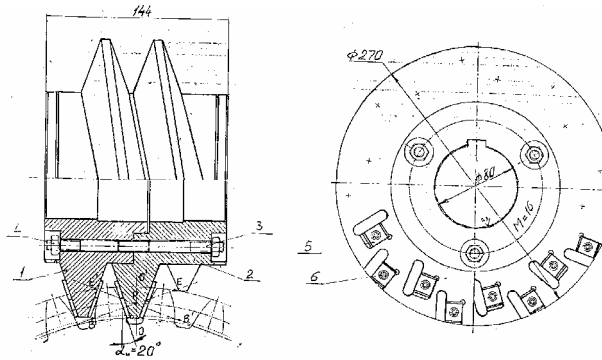


Рисунок 4 – Фреза универсальная.

- проектирование фрезы по среднему значению коэффициента смещения исходного контура зубчатой рейки;
- проектирование фрезы 3 с двухрядным расположением твердосплавных пластин (рис. 4), причем второй ряд пластин продлевает режущую кромку, обеспечивая перекрытие с первым рядом.

Следует особо отметить, что размещение в разработанных конструкциях фрез твердосплавных пластинок только вдоль линий стеночного зацепления инструмента и детали  $BE$  и  $B'E'$  (см. рис. 1 и рис. 2) позволяет сделать их более экономичными по расходу твердого сплава, чем у фрез наиболее передовой зарубежной конструкции фирмы» (ФРГ) [3].

Ниже в таблице представлены сравнительные данные по количеству пластинок, установленных в корпусах фрез различного модуля.

Таблица

№	Модуль фрезы $m$ , мм	Фреза 1 (рис. 1)		Фреза 2 (рис. 3)	Фреза 3 (рис. 5)	Фреза фирмы "Fette" (Германия)
		1 корпус	2 корпуса			
1	10	29	58	58	65	96
2	16	29	58	60	72	192
3	20	29	58	66	87	336

Как видно из представленных в таблице данных, самым экономичным вариантом по расходу твердого сплава является обработка зубчатого колеса за два прохода одним корпусом фрезы 1. Для этого требуется в диапазоне модулей  $m = 10-36$  мм для каждого корпуса фрез только 29 твердосплавных пластинок.

С увеличением модуля инструмента растет и преимущество разработанных фрез по количеству используемых пластинок в сравнении с фрезами фирмы.

Так при модуле  $m = 20$ мм фреза 1 имеет в 5,7 раза, а фреза 3 - в 3,8 раза меньше пластинок, чем аналогичная фреза фирмы "Fette".

Большим преимуществом разработанных фрез является то, что в диапазоне модулей  $m = 10-36$  мм они оснащаются одинаковыми по размерам твердосплавными пластинками. Таким образом, вариант конструкции фрезы должен выбираться в каждом конкретном случае, в зависимости от конструктивных параметров обрабатываемых зубчатых колес, от серийности их производства, от имеющегося в наличии количества твердосплавных пластинок и др.

Исследования технологии зубообработки двухкорпусными фрезами одностороннего резания проводились в производственных условиях редукторного цеха АО «Ново-Краматорский машиностроительный завод» при нарезании под зубошлифовальные закаленных (сталь 20ХН3А, HRC - 52) зубчатых колес  $m = 20$ мм;  $z = 68$ ;  $b=300$ мм;  $\beta_0 = 28^\circ 06'$ ;

Обработка производилась на станке мод.5В345 АО «КЗТС» (Коломна) встречным и попутным фрезерованием. Режимы резания использовались следующие: глубина резания  $t = 0,9$  мм; подача фрезы  $s = 1,5$ мм/об.; скорость резания  $V = 0,25$ м/сек. Обработка колес осуществлялась с использованием смазывающе-охлаждающей жидкости - масло «Индустриальное-20».

Проведенные исследования позволили установить следующее:

- конструкция фрезы работоспособна и более удобна в эксплуатации, чем наилучший инструмент [2], т.к. не требует затрат времени и средств на заточку и переточку;

- при износе одной режущей кромки зубьев станочник имеет возможность без снятия инструмента со станка переустановить трижды пластинку и продолжить обработку, т.е. суммарная стойкость инструмента по сравнению с напайным повышается в три раза;

- стойкость фрезы новой конструкции до первого затупления в 1,8-2,0 раза выше, чем у напайной фрезы, благодаря тангенциальному расположению пластин, отсутствию в них внутренних напряжений, а также благодаря нанесению на них износостойкого покрытия из нитрида титана;

- закреплению пластин эксцентрично расположенными в корпусе винтами надежно и не вызывает открепления или смещения пластин в процессе резания;

- применение предварительной лезвийной обработки зубьев закаленных колес разработанными твердосплавными фрезами позволяет снизить трудоемкость малопроизводительных зубошлифовальных операций, в зависимости от модуля, в 3-4 раза.

#### Литература

1. А.С. № 897428 Способ чистовой обработки зубчатых колес методом обката червячной фрезой «Победа». В.Ф.Шаповалов, А.К.Сидоренко, Г.Г.Иноземцев, А.Д.Коновалов.
2. Шаповалов В.Ф., Печеный В.Н., Коновалов А.Д., Каплий Ю.И., Габинский И.С. Лезвийная обработка крупномодульных закаленных колес. М. Вестник машиностроения, 1986г. № 11, С. 42-44.
3. Червячные твердосплавные фрезы. Каталог фирмы «(ФРГ) № 2163, 1989, стр.54.
4. А.С. №1006075 Режущий инструмент. В.С. Гузенко, Г.Л.Хаега, И.А.Ординарцев, Г.В.Филиппов. Бюл. №11, 1983г.
5. Гузенко В.С., Мироненко Е.В. Последовательно-циклический синтез конструкций сборного инструмента. Автоматизация конструирования изделий ТП в машиностроения / Киев: Общество "Знание", 1994. - С.49.

УДК 621.9

**Рогов В.А., Соловьев В.В.**  
Российский университет дружбы народов, г. Москва, Россия

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗЦОВ, ВЫПОЛНЕННЫХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИНТЕГРАНА**

*The researches of dynamic characteristics of cutters made with use singegran are indicated.*

Анализ технологических методов обработки резанием показывает, что одной из доминирующих тенденций современного машиностроения является увеличение точности изделий. Существуют операции обработки, когда инструмент работает в экстремальных условиях на пределе своих возможностей. В этих случаях резко снижается устойчивость процесса резания, режущая кромка инструмента совершает высокочастотные колебания относительно обрабатываемой поверхности, которые ведут к интенсивному износу инструмента и снижению качества обработки. В процессе работы инструмент нагревается, что ведет к образованию систематической погрешности, связанной с изменением его линейных размеров.

Анализ работ, посвященных динамике процесса резания, показывает, что инструмент является наиболее слабым звеном технологической системы; полностью избежать вибраций традиционными методами невозможно, проблема их снижения весьма сложна и требует больших материальных затрат. Одним из эффективных способов повышения эксплуатационных и, в частности, демпфирующих характеристик является использование новых материалов при изготовлении корпусов инструмента. В качестве таких материалов могут быть использованы композиционные материалы, которые в сочетании с металлами позволяют повышать возможности уже разработанных изделий

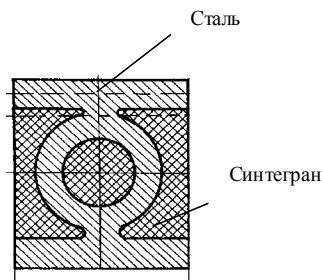


Рисунок 1 - Пример сечения  
комбинированного корпуса резца

и создавать новые конструкции и технологии. На основании этого представления разработаны комбинированные конструкции корпусов, содержащие металлический каркас заполненный синтеграном, позволяющие сохранять достаточные прочность и жесткость.

Металлический каркас представляет собой в поперечном сечении сложную фигуру, состоящую из нескольких простых (рис. 1). Каждый элемент фигуры воспри-



нимает определенную нагрузку. Разработаны алгоритм и программа выбора оптимальной формы поперечного сечения корпуса из условия минимума напряжений при заданной нагрузке.

Для оценки достоверности теоретических разработок, математического и физического моделирования были проведены экспериментальные исследования эксплуатационных характеристик резцов и дана оценка качества обработки поверхностей. Исследовались различные конструкции расточных борштанг и проходных резцов. Работа включала два этапа: динамические исследования на вибростенде и испытания непосредственно на станке в процессе резания. Был разработан специальный стенд для определения динамических характеристик методом колебаний узла крепления резцов, представленный на рис.10. Методика определения логарифмического декремента колебаний исследуемых резцов основана на измерении коэффициента динамичности  $K_g$  резцов при резонансе и расчете  $\theta$  по формуле:

$$\theta = \frac{\omega_0}{2\sqrt{K_g^2 - 1}}$$

где  $\omega_0$  - собственная частота колебаний динамической системы резца,  $\theta$  - логарифмический декремент колебаний.

Пример результатов стендовых испытаний представлен на рис. 2.

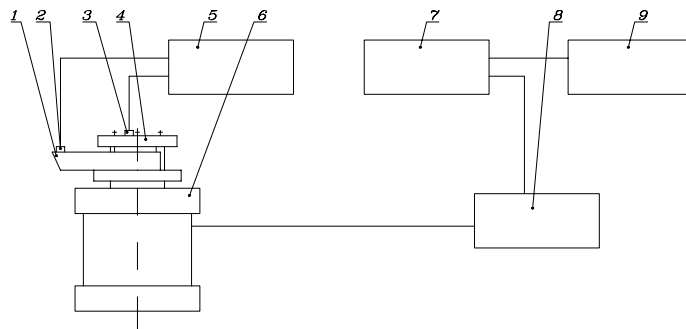


Рисунок 2 - Схема стенда

1 - резец; 2 - датчик ускорений; 3 - датчик ускорений; 4 - резцедержатель; 5 - цифровой частотомер Ф-5080; 6 - электромеханический вибратор; 7 - генератор сигналов ГЗ-104; 8 - усилитель мощности LV-102; 9 - осциллограф С1-65.

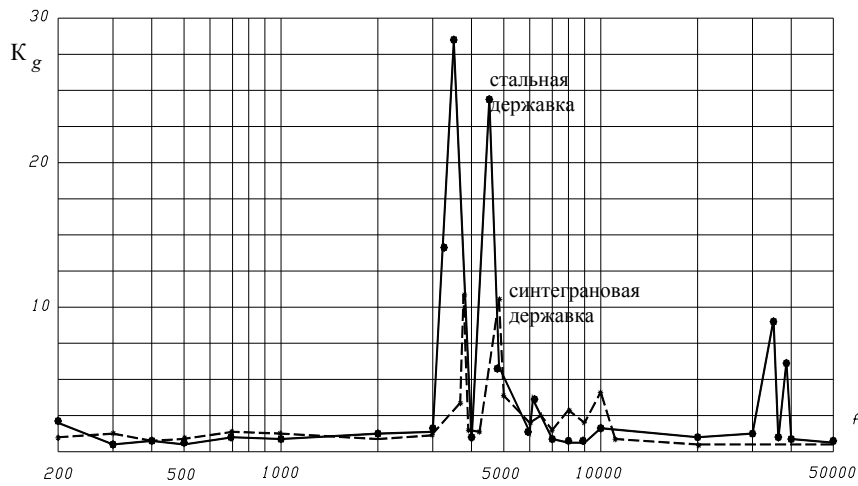


Рисунок 3 - Зависимость коэффициентов динамичности от частоты

Результаты эксперимента показывают, что применение синтетрана в конструкциях корпусов приводит к резкому уменьшению коэффициента динамичности и увеличению логарифмического декремента колебаний.

Экспериментальные исследования показали высокие эксплуатационные характеристики резцов с комбинированными корпусами. Наибольший эффект использования таких резцов имеет место при чистовом точении. Рекомендуемые режимы резания: глубина резания 0,5...1 мм, подача 0,06...0,08 мм/об, скорость резания - более 35 м/мин. Расхождение теоретических расчетов и экспериментальных данных не превышает 12...16%. Примеры зависимости шероховатости обработанной поверхности от режимов резания стандартным резцом и резцом с комбинированным корпусом представлены на рис. 4...7.

На основе исследований динамических и эксплуатационных характеристик резцов с державками из синтетрана установлено, что применение синтетрана в конструкциях корпусов резцов приводит к увеличению логарифмического декремента колебаний и уменьшению коэффициента динамичности. Так, стандартные резцы при вылете 50 мм имеют логарифмический декремент колебаний в 3 раза меньший, чем резцы с конструктивными элементами из синтетрана. Наибольший эффект демпфирования за счет применения синтетрана наблюдается при больших вылетах резцов. Борштанги со вставками из синтетрана имеют меньшие значения собственных частот колебаний по сравнению со стальными и имеют зоны лучшего демпфирования колебаний, что позволяет при чистовой обработке получать более высокое качество обработанной поверхности, чем при точении стандартными борштангами.

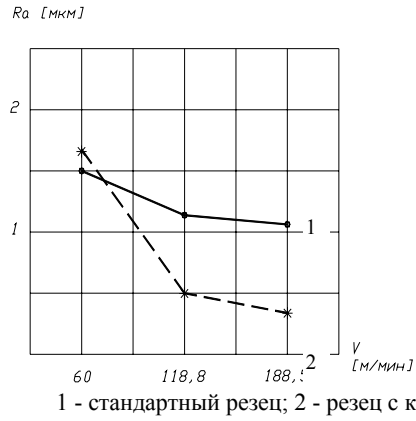


Рисунок 4.  
Вылет 30 мм, S=0,04 мм/об, t=0,3 мм

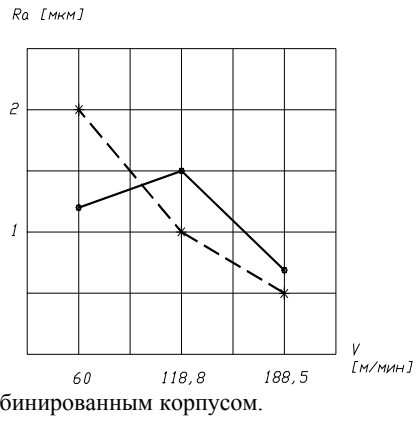


Рисунок 5  
Вылет 30 мм, S=0,06 мм/об, t=0,3 мм

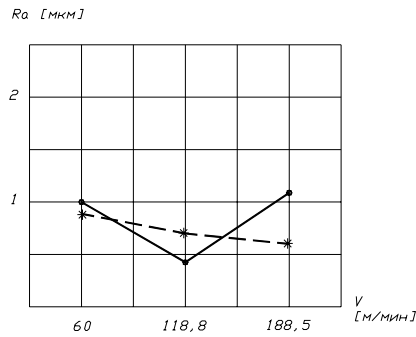


Рисунок 6.  
Вылет 60 мм, S=0,04 мм/об, t=0,3 мм

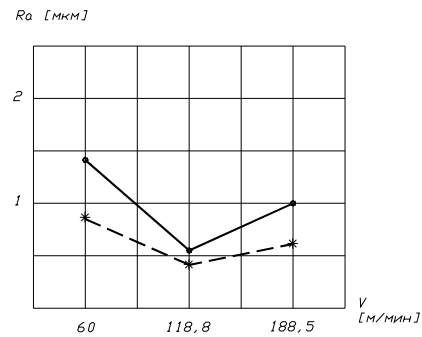


Рисунок 7.  
Вылет 60 мм, S=0,06 мм/об, t=0,3 мм

#### Литература

1. Рогов В.А. Исследования резцов с синтеграновыми вставками. // Станки и инструмент. М., 1993 г., № 1. С. 29-31.
2. Рогов В.А., Соловьев В.В., Гузенко Р.В. Комбинированные сборные инструменты с повышенными демпфирующими свойствами. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. ДГМА, Краматорск, вып.8, 1999, С.47-51

**В.М. Гах**

Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ МАРКОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ТОЧЕНИИ**

*In the article the guidelines on rational application of tool(instrument) materials are adduced depending on the operation conditions of the tool*

В связи с резким увеличением на рынке количества марок инструментальных материалов, усложнилась задача их выбора, что обуславливает низкий уровень надежности режущего инструмента и повышения расхода дорогостоящих инструментальных материалов. Цель настоящей работы – систематизировать последние достижения в области создания новых марок инструментальных материалов, а также обобщить рекомендации и передовой производственный опыт по их рациональному применению для обработки материалов резанием.

Из металлокерамических твердых сплавов с существенно улучшенной структурой следует отметить мелкозернистые (BK3-М BK6-М) и особомелкозернистые (BK6-ОМ BK10-ОМ)[1,2]. Сплавы BK3-М и BK6-М показали хорошие результаты при обработке твердых чугунов, цветных металлов с большой истирающей способностью, закаленных и коррозионно-стойких сталей, а также других труднообрабатываемых материалов.

Сплавы ОМ обладают плотной, особомелкозернистой структурой, что позволяет затачивать и доводить инструмент, изготовленный из них, с наименьшим радиусом округления режущих кромок. Сплав BK6-ОМ обладает высокой стойкостью при тонком точении и растачивании жаропрочных и коррозионно-стойких сталей и сплавов, чугунов высокой твердости, в том числе ковких, закаленных сталей, алюминиевых сплавов. Сплав BK10-ОМ предназначен для черновой и получистовой обработки коррозионно-стойких сталей, титановых и никелевых сплавов, особенно на основе вольфрама и молибдена.

Весьма эффективна замена карбидов тантала в сплавах ОМ карбидами хрома. Это обеспечивает получение сплавов с мелкозернистой структурой и высокой износостойкостью (BK10-ХОМ).

Введение в твердый сплав карбидов тантала и ниобия (ТТ10К8-Б) повышает его прочность. Поэтому трёхкарбитные твердые сплавы применяются для оснащения инструментов, работающих с ударами, при неравномерном припуске и корке.

Наряду с твердыми сплавами группы BK, ТК и ТТК в настоящее время находят всё более широкое применение сплавы группы MC, изготовленные по технологии Шведской фирмы Sandvik Coromant. Номенклатура этих сплавов достаточно разнообразна и они могут использоваться при обработке различных материалов, заменяя традиционные марки твердых сплавов. Характерными особенностями сплавов группы MC являются однородность структуры, повышенная прочность и высокая стабильность режущих свойств, что особенно важно в условиях работы на современном автоматизированном оборудовании.

Износостойкие покрытия, нанесенные на твердые сплавы, прежде всего, снижают адгезионное взаимодействие с обрабатываемым материалом, что приводит к

уменьшению интенсивности адгезионного изнашивания, а также уменьшают силовую нагрузку на лезвие инструмента, в результате чего уменьшается вероятность его хрупкого разрушения [3]. Кроме того, износостойкое покрытие является эффективным барьером для диффузионного взаимодействия обрабатываемого и инструментального материалов. Применение твердосплавных пластин с износостойкими покрытиями позволяет решать целый комплекс важнейших задач, наиболее важными из которых являются: увеличение производительности процессов обработки деталей резанием; значительное повышение стойкости и надежности режущего инструмента, расширение эффективной области использования твердых сплавов и сокращение номенклатуры применяемых сплавов стандартных марок.

Твердые сплавы с износостойкими покрытиями марок MC2210, MC2215, ВП1255 и ВП1325 рекомендуются для чистовой и получистовой обработки сложнолегированных сталей и сплавов, для которых характерны адгезионное и диффузионное изнашивание. Сплавы ВП3115 и ВП3125 рекомендуются соответственно для чистовой и получистовой, получистовой и черновой обработки сложнолегированных чугунов.

В связи дефицитностью вольфрама и кобальта промышленность выпускает безвольфрамовые твердые сплавы на основе карбидов и карбонитридов титана с никельмолибденовой связкой (ТН-20, КТН-16). По твердости эти материалы находятся на уровне вольфрамосодержащих, по прочностным характеристикам и особенно по модулю упругости им уступают. Безвольфрамовые твердые сплавы рекомендуются для чистовой и получистовой обработки углеродистых и малолегированных сталей, чугунов, цветных материалов, неметаллических материалов.

Из современных инструментальных материалов заслуживает внимание минералокерамические твердые сплавы, которые не содержат дорогостоящих дефицитных элементов. Промышленность в настоящее время выпускает оксидную керамику ЦМ-332, ВО-13 и оксидно-карбидную В3, ВОК-60, ВОК-63, ВОК-71, в состав которой входят карбиды титана, вольфрама и молибдена.

Из современных инструментальных материалов заслуживают внимания минералокерамические твердые сплавы, основу которых составляет оксид алюминия. Промышленность в настоящее время выпускает оксидную керамику ЦМ-332, ВО-13 и оксидно-карбидную В3, ВОК-60, ВОК-63, ВОК-71, в состав которой входят карбиды титана, вольфрама и молибдена. Современная керамика по прочности приближается к наиболее износостойким твердым сплавам. Высокие режущие свойства минералокерамики проявляются при скоростной обработке сталей и высокопрочных чугунов, причем при чистовом и получистовом точении обеспечивается повышение производительности обработки деталей до двух раз при одновременном росте периода стойкости инструментов до пяти раз по сравнению с инструментами из твердых сплавов.

В последние годы широкое распространение получили синтетические сверхтвердые материалы на основе кубического нитрида бора (композиты). Эти материалы изотропны (одинаковая прочность в различных направлениях), обладают микротвердостью близкой к микротвердости алмаза, высокой теплопроводностью и химической активности по отношению к углероду и железу.

Композиты 01 и 02 применяют для тонкого и чистового точения без ударных нагрузок деталей из закаленных сталей твердостью 50-70 HRC и чугунов любой твердости, композиты 05 и 06 – для чистового и получистового точения без удара деталей из закаленных сталей твердостью 45-58 HRC и чугунов любой твердости, композиты

10 и 10Д – для чистового и получистового точения с ударом и без удара деталей из закаленных сталей и чугунов. При этом период стойкости инструментов возрастает в десятки раз по сравнению с другими инструментальными материалами.

В таблицах 1...10 приводятся рекомендации по рациональному применению марок инструментальных материалов с учетом основных условий эксплуатации инструмента: марки обрабатываемого материала, операции, состояния поверхности заготовки, глубины резания, типа применяемого оборудования. Рекомендации охватывают наиболее распространенные операции, выполняемые при обработке конструкционных материалов на станках токарной группы. Для каждой области применения, как правило, рекомендуется несколько близких по свойствам инструментальных материалов, расположенных по степени предпочтительности. Первый столбец каждой карты соответствует предпочтительным маркам инструментальных материалов для усредненных условий эксплуатации. При высокой жесткости технологической системы или при необходимости уменьшения подачи и, соответственно, увеличения скорости резания целесообразно выбирать материалы по второму столбцу. При пониженной жесткости технологической системы, необходимости повышения подачи или надежности инструмента целесообразно выбирать материалы по третьему столбцу.

Для указанных в таблицах 1...10 условий эксплуатации инструмента разработана система поправочных коэффициентов на подачу и скорость резания [3,4]. Эта система дает возможность в зависимости от характера решаемых задач производить выбор режимов резания по критериям минимума приведенных затрат, максимума производительности и минимума затрат при заданном расходе инструмента.

Несмотря на более высокую стоимость пластин из некоторых марок инструментальных материалов, затраты потребителя на обработку единицы продукции по сравнению с традиционно применяемыми марками ниже благодаря либо улучшению количественных характеристик надежности инструмента, либо повышению подачи и скорости резания.

#### **Литература**

1. Металлообрабатывающий твердосплавный инструмент: Справочник /В.С. Самойлов и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с.
2. Руководство по выбору марок твердых сплавов при обработке металлов резанием. – М.: СПТБ «Оргпримтвердосплав», 1987. – 18с.
3. Верещака А.С. Работоспособность режущего инструмента с износостойким покрытием. – М.: Машиностроение, 1993. – 336с.
4. Хаев Г.Л., Гах В.М. Выбор рациональных марок твердых сплавов при точении // Надежность режущего инструмента. Сборник научных статей. Вып. 4.- Краматорск: КИИ, 1991. – С.52-53, 225-232.
5. Общемашиностроительные нормативы режимов резания: Справочник. В.2-х т. Т. 1 / А.Д.Локтев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 640с.

Таблица 1

Обтачивание и подрезание стали углеродистые, подшипниковые и инструментальные (HB 110...330) Станки мелкие и средние					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания t, мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая	Непрерывный	До 3	T15K6, MCIII	ВОК-60, ТН-20, КНТ-16, ВП1195	T14K8, MC2210, MC2215, ВП1255, ВП1325
		Св.3-7	T14K8, MC2210, MC2215, MC121, ВП1255, ВП1325	T15K6, КНТ-16, MC111	T5K10, MC1460, MC1465
		Св.7	T5K10, MC131, MC1460, MC1465	T14K8, MC2215, MC2210, ВП1255, ВП1325	T5K12, MC146
	Прерывистый	До 3	T14K8, MC2210, MC2215, ВП1255, ВП1325	T15K6, MCIII, ВП1195	T5K10, MC1460
		Св.3-7	T5K10, MC1460, MC1465	T14K8, MC2210, MC2215, ВП1325	T5K12, MC146
		Св.7	T5K12, MC46	T5K10, MC1460, MC1465	ТТ7К12
Чистовая	Непрерывный	До 1	ВО-13, ВШ-75	Композит 10	T30K4, ТН-20
		Св.1-3	T30K4, MC101	ВО-13, T30K4, ВШ-75	ТН-20, T15K6

Таблица 2

Обтачивание и подрезание стали углеродистые, подшипниковые и инструментальные (HB 110...330) станки крупные и тяжелые					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания t, мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая	Непрерывный	До 5	T14K8, MC2215, MC2210, ВП1255, \	T15K6, ТН-20, MC111	T5K10, MC1465, MC1460
		Св.5-15	T5K10, MC1465, MC1460	T14K8, MC2215, ВП1255, ВП1325	T5K12, MC146
		Св.15	T5K12, MC146	T5K10, MC1465	ТТ7К12
	Прерывистый	До 5	T14K8, ВП1255, ВП1325	T15K6, MC2215, MC2210	T5K10, MC131, MC1465, MC1460
		Св.5-15	T5K10, MC131, MC1465, MC1460	T14K8, ВП1255, ВП1325	T5K12, MC146
		Св.15	T5K12	T5K10	ТТ7К12
Чистовая	Непрерывный	До 2	ВО-60, ВОК-63	Композит 10	T30K4, ТН-20
		Св.2-5	T30K4, MC101	ВОК-60, ВОК-63	T15K6

Таблица 3

Обтачивание и подрезание Сталь коррозионностойкая ( $\sigma_b=600\dots 1000\text{Мпа}$ ) Станки мелкие и средние					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания $t$ , мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая и чистовая	Непрерывный	До 3	ВК6-ОМ, Т15К6	ВК3-М	ВК6-М, МС211
		Св.3-7	ВК6-М, МС211	ВК6-ОМ, Т15К6	ВК10-ОМ, ТТ10К8
		Св.7	ВК10-ОМ, ТТ10К8-Б, ВК10-ХОМ	ВК6-М, МС211	ВК8, ВК15-ХОМ
	Прерывистый	До 3	ВК6-М	ВК6-ОМ	ТТ10К8-Б, ВК10-ОМ
		Св.3-7	ВК10-ОМ, ТТ10К8-Б	ВК6-М	ВК15-ХОМ, ВК8

Таблица 4

Обтачивание и подрезание Сталь коррозионностойкая ( $\sigma_b=600\dots 1000\text{Мпа}$ ) Станки крупные и тяжелые					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания $t$ , мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая и чистовая	Непрерывный	До 5	ВК6-М	ВК6-ОМ	ВК10-ОМ, ВК10-ХОМ
		Св.5-15	ВК10-ОМ, ВК10-ХОМ	ВК6-М	ВК15-ХОМ, ВК8
		Св.15	ВК8, ВК15-ХОМ	ТТ10К8-Б, ВК10-ОМ	
	Прерывистый	До 5	ВК6-М	ВК6-ОМ, Т15К6	ВК10-ОМ, ТТ10К8-Б, ВК10-ХОМ
		Св.5-15	ВК10-ОМ, ТТ10К8-Б, ВК10-ХОМ	ВК6-М	ВК8, ВК15-ХОМ
		Св.15	ВК15-ХОМ, ВК8	ВК10-ОМ, ТТ10К8-Б	



Таблица 5

Обтачивание и подрезание Чугун (HB110...270) и сплавы медные высокой твердости (HB100...140) Станки мелкие и средние					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания $t_{\text{мм}}$	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая	Непрерывный	До 3	<b>ВК3-М, ТН-20, ВК3</b>	ВОК-71, ВОК-60, В3, ОНТ-20	ВК6-ОМ, ВК6-М
		Св.3-7	ВК6-М	ВК3-М, ВК6-ОМ, ТТ8К6, ТН20	МС3210, МС3215, ВП3115
		Св.7	ВК6	ВК6-М	ВК8, ВП3325
	Прерывистый	До 3	ВК6-М	ВК6-ОМ, ВК3-М, ТТ8К6	ВК6, МС3210, МС3215, ВП3115
		Св.3-7	ВК6, МС3210, МС3215, ВП3115	ВК6-ОМ, ВК6-М	ВК8, ВП3325
		Св.7	ВК8	ВК6, ВП3325	
Чистовая	Непрерывный	До 1	Композит 10	Композит 05, Композит 01	ВОК-60, В3, ВО-13 ОНТ-20, ВШ75
		Св.1-2	ВОК-71, ОНТ20, ВШ75	Композит 10, Композит 05	ВК3-М, ВК3, ТН-20

Таблица 6

Обтачивание и подрезание Чугун (HB110...270) и медные сплавы высокой твердости (HB110...140) Станки крупные и тяжелые					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания $t_{\text{мм}}$	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая	Непрерывный	До 5	ВК6-М, ВК60ОМ, ТТ8К6	ВК3-М, ВК3	ВК6, МС3210, МС3215, ВП3115
		Св.5-15	ВК6, МС3210, МС3215, ВП3115	ВК6-М, ВК6-ОМ	ВК8, ВП3325
		Св.15	ВК8	ВК6	
	Прерывистый	До 5	ВК6	ВК6-М, ТТ8К6, МС3210, ВП3115	ВК8, ВП3325
		Св.5-15	ВК8	ВК6, ВП3325	
		Св.15	ВК8	ВК6	
Чистовая	Непрерывный	До 1,5	ВО-13, В3, ВОК-60, ОНТ-20	Композит 10	ВК3-М, ВК3, ТН-20
		Св.1,5-4	ВК3-М, ВК3, ТН-20, ВК6-ОМ	ВО-13, ВОК-60, В3, ОНТ-20	ВК6-М

Таблица 7

Обтачивание и подрезание Сплавы медные низкой твердости и алюминиевые (HB30...100) Станки мелкие и средние					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания t, мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая и чистовая	Непрерывный	До 3	ТН-20, ТТ8К6, ВК6-ОМ	ВК3-М, ВК3	ВК6-М, ВК4, КНТ-16
		Св.3-7	ВК6-М, КНТ-16, ВК4	ВК6-ОМ, ТТ8К6	ВК6
		Св.7	ВК6	ВК6-М	ВК8
	Прерывистый	До 1	В3, ВОК-60, ВОК-63		ВК3-М, ВК3
		Св.1-3	ВК-3	В3, ВОК-60, ВОК-63	ВК4

Таблица 8

Обтачивание и подрезание Сплавы медные низкой твердости и алюминиевые (HB30...100) Станки крупные и тяжелые					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания t, мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Черновая	Непрерывный, прерывистый	До 5	ВК6-М	ВК3-М, ВК6-ОМ	ВК6, ВК4
		Св.5-15	ВК6, ВК4	ВК6-М, ТТ8К6	ВК8
		Св.15	ВК8	ВК6	
Чистовая	Непрерывный	До 1,5	В3, ОНТ-20, ВОК-60		ВК3-М, ВК3
		Св. 1,5	ВК3-М, ВК3	В3, ОНТ-20, ВОК-60	ВК6-М, КНТ-16

Таблица 9

Обтачивание и подрезание Сталь закаленная, чугун отбеленный Станки мелкие и средние					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания t, мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Получистовая и чистовая	Непрерывный	До 0,5	Композит 10	Композит 05	ВОК-60, ВЗ, Т30К4
		Св. 0,5-1,5	Композит 10	Композит 05	ВОК-60, ВЗ, Т30К4
		Св. 1,5-3	ВОК-60, ВОК-71	Композит 10	ВК6-М, ВК6-ОМ, Т15К6
		До 0,3	Композит 05	Композит 01	Композит 10, ВОК-60, ВОК-71
		Св. 0.3-1,0	Композит 05	Композит 01	Композит 10, ВОК-60, ВОК-71, Т30К4

Таблица 10

Обтачивание и подрезание Сталь закаленная, чугун отбеленный Станки крупные и тяжелые					
Условия эксплуатации			Марка инструментального материала		
Характер обработки	Характер припуска	Глубина резания t, мм	Рекомендуемая для усредненных условий	Повышенной износостойкости	Повышенной прочности
Получистовая и чистовая	Непрерывный	До 0,75	Композит 10	Композит 05	ВОК-60, ВОК-63
		Св. 0,75-1,5	МС101, ВОК-60, ВОК-63	Композит 10	Т30К4
		Св. 1,5	Т30К4	ВОК-60, ВОК-63	Т15К6
		До 0,5	Композит 10	Композит 05	ВОК-60, ВОК-63
		Св. 0.5-2	ВОК-60, ВОК-63	Композит 10	Т30К4

**Глава 2**  
**Моделирование и оптимизация**

УДК 621.9.06

**Е.И.Донченко, А.А.Сердюк, В.С.Гузенко**  
Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ**  
**ТОРЦЕВЫМИ ФРЕЗАМИ**

*The models of dynamics of face milling as process of cutting simultaneously several toothes of a mill are investigated.*

Для исследования динамики процесса торцевого фрезерования, как правило, применяют упрощенные модели процесса обработки, не учитывающих ряд некоторых важных факторов. Ряд исследователей [1] сводят фрезерование к системе с непрерывным процессом резания. Если в работе [2] процесс фрезерования представлен как совокупность процессов резания отдельными зубьями, но используется это только для расчета среднего значения сил резания. В литературе практически не рассматривается влияние процесса резания при фрезеровании «по следу». Между тем для токарной обработки это явление является одним из определяющих при возникновении в системе автоколебаний и приводит к снижению устойчивости при точении более чем в два раза [3].

В связи с этим, процесс фрезерования рекомендуется рассматривать как совокупность процессов резания отдельными зубьями, а также учитывать влияние состояния поверхности металла от прохождения предшествующего зуба на последующий. Особенно это актуально при снижении числа зубьев фрезы, которое применяют для повышения точности фрезерования, когда возможно возникновение описанного в [3] явления снижения устойчивости.

Отсутствие глубоких исследований в данном вопросе связано с трудностью теоретического описания сложной динамической системы процесса фрезерования. Эти затруднения можно преодолеть, если ее исследование проводить методами численного моделирования, а полученные частные результаты обобщать. Ввиду этого принято некоторые начальные допущения, приведенные на рисунке 1.

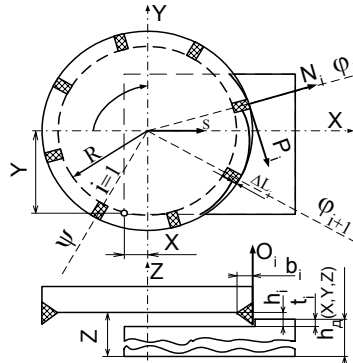


Рисунок 1 – Иллюстрация принятых обозначений

Исходя из допущения, что зубья фрезы характеризуются углом в плане  $\varphi=90^\circ$ , углом наклона режущей кромки  $\lambda=0^\circ$  и радиусом вершины  $r=0$  каждый  $i$ -й зуб срезает трапециевидное сечение металла, причем геометрия среза определяется только  $i$ -м и предшествующим  $i-1$  зубом (рисунок 2). При этом глубина слоя металла  $t_i$ , снимаемого  $i$ -м зубом, зависит от длины высоты между вершиной зуба и поверхностью необработанной поверхностью, которая в общем случае является функцией от координаты вершины зуба  $\{x_i, y_i\}$ :  $t_i = h_D(x_i, y_i) - z_i$ .

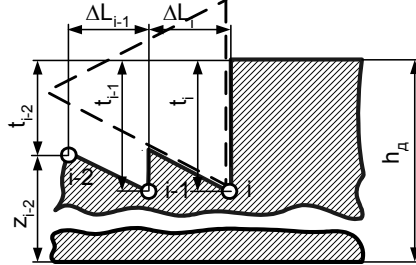


Рисунок 2 – Сечение XOZ обрабатываемой детали

Для определения ширины срезаемого  $i$ -м зубом слоя металла необходимо знать не только координату вершины  $i$ -го зуба, но и координаты следа предшествующего зуба. Пусть в начальный момент времени ни один зуб фрезы не находится в работе, а поверхность обрабатываемой детали в плоскости XOY может быть описана координатами ее вершин, находящимися в паре связанных массивов MX(1) и MY(1), как это иллюстрирует рисунок 3 а).

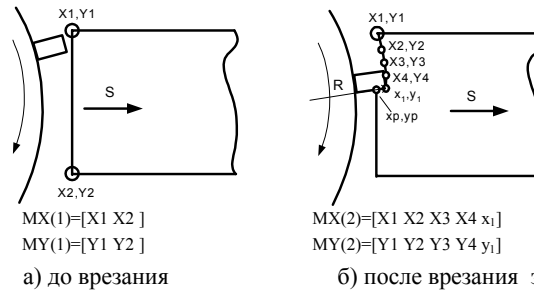


Рисунок 3 – Массив координат обрабатываемой поверхности

Пусть координаты вершины 1 – го зуба  $\{x_1, y_1\}$ . После врезания его в поверхность металла образуется новый вид обрабатываемой поверхности, описываемый двумя связными массивами MX(2), MY(2), как это иллюстрирует рисунок 3 б).

Ширина слоя  $\Delta L_1$  металла, снимаемого 1-м зубом определяется длиной отрезка с координатами вершины 1-го зуба  $\{x_1, y_1\}$  и точки пересечения «обрабатываемой поверхности до врезания» с радиусом R 1-го зуба  $\{x_p, y_p\}$ :

$$\Delta L_1 = \sqrt{(x_1 - xp)^2 + (y_1 - yp)^2}$$

Для нахождения координат точки пересечения  $\{xp, yp\}$  найдем точку пересечения радиуса 1 зуба  $\{(X, Y) - \{x_1, y_1\}\}$  и отрезка  $\{(X_2, Y_2) - \{X_3, Y_3\}\}$ , построенного по паре соседних точек в массивах  $MX(1), MY(1)$ .

Уравнение прямой, проходящей через радиус R 1-го зуба по двум точкам:

$$(xp - X) \cdot (y_1 - Y) - (yp - Y) \cdot (x_1 - X) = 0 \tag{1}$$

Уравнение прямой, проходящей через пару соседних точек в массивах  $MX(1), MY(1)$ :

$$(xp - X_2) \cdot (Y_3 - Y_2) - (yp - Y_2) \cdot (X_3 - X_2) = 0$$

пусть  $x_0 = X; y_0 = Y$ ;

Определяем уравнение вида  $A \cdot u = B$ , где

$$A = \begin{bmatrix} y_1 - y_0 & x_0 - x_1 \\ y_3 - y_2 & x_2 - x_3 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} x_0 \cdot (y_1 - y_0) + y_0 \cdot (x_0 - x_1) \\ x_2 \cdot (y_3 - y_2) + y_2 \cdot (x_2 - x_3) \end{bmatrix}$$

Находим решение уравнения:

$$L = A \setminus B; xp = L(1); yp = L(2);$$

Если найденные координаты принадлежат отрезкам  $[\{X, Y\} - \{x_1, y_1\}]$ ,  $[\{X_2, Y_2\} - \{X_3, Y_3\}]$ , то резание происходит и координаты вершины режущей пластины  $\{x_1, y_1\}$  могут быть использованы для создания новой связанной пары массивов координат точек поверхности детали  $MX(2), MY(2)$ .

Толщина срезаемого последующим зубом слоя металла определяется аналогично. Но расчет точки пересечения  $\{xp, yp\}$  производится для всех отрезков связанных массивов  $MX(2), MY(2)$ . Этот зуб в свою очередь создает связанную пару массивов  $MX(3), MY(3)$ , и т.д. Таким образом, необходимо  $i+1$  пары связанных массивов  $MX, MY$ , где  $i$  – число зубьев фрезы. Для унификации программной реализации массивов при варьировании числа установленных зубьев представим линейные массивы  $MX, MY$  в виде матриц размерности  $((i+1) \cdot N)$ :

$$MX = \begin{bmatrix} MX(1,1) & MX(1,2) & \dots & MX(1,i+1) \\ MX(2,1) & MX(2,2) & \dots & MX(2,i+1) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ MX(N,1) & MX(N,2) & \dots & MX(N,i+1) \end{bmatrix} \quad MY = \begin{bmatrix} MY(1,1) & MY(1,2) & \dots & MY(1,i+1) \\ MY(2,1) & MY(2,2) & \dots & MY(2,i+1) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ MY(N,1) & MY(N,2) & \dots & MY(N,i+1) \end{bmatrix}$$

где  $N$  - число точек разбиения обрабатываемой поверхности.

Тогда координаты вершины  $\{x_i, y_i\}$  каждого зуба помещаются в пару связанных матриц  $MX(\text{ROW\_WR}_i, \text{COL\_WR}_i)$  и  $MY(\text{ROW\_WR}_i, \text{COL\_WR}_i)$ , где  $\text{ROW\_WR}, \text{COL\_WR}$  – матрицы указателей записи соответственно на строки и колонки связанных массивов  $MX, MY$ .

Для определения координат  $\{xp, yp\}$  точек пересечения со следом предшествующего зуба достаточно последовательно проанализировать отрезки, образованные точками следа предшествующего зуба  $\{MX(\text{ROW\_RD}_{i-1}, \text{COL\_RD}_i), MY(\text{ROW\_RD}_{i-1}, \text{COL\_RD}_i) - MX(\text{ROW\_RD}_i, \text{COL\_RD}_i), MY(\text{ROW\_RD}_i, \text{COL\_RD}_i)\}$ , где  $\text{ROW\_RD}, \text{COL\_RD}$  – матрицы указателей чтения соответственно на строки и колонки массивов  $MX, MY$ .

По полученным значениям глубины и ширины слоя, срезаемого отдельными зубьями при известной скорости резания возможно определить значение силы резания для каждого зуба фрезы.

Для определения составляющих сил резания при токарной обработке используется эмпирическая формула:

$$P_{x,y,z} = 10 \cdot C_p \cdot t^{x_p} \cdot s^{y_p} \cdot v^{n_p} \cdot K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} \quad (2)$$

где  $t$  – глубина резания, мм;  $s$  – подача реза, мм/оборот детали;  $v$  – скорость резания, м/мин;  $C_p$  – постоянная резания,  $x, y, n$  – коэффициенты степеней,  $K_{mp}$  – поправочный коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала;

Остальные поправочные коэффициенты, учитывающие влияние геометрических параметров режущей части зубьев на составляющие силы резания представлены в [7].

Формулу (2) можно использовать и при фрезеровании, если рассматривать ее применительно к отдельным зубьям фрезы.

При этом проекции  $P_x, P_y$  и  $P_z$  силы резания, действующие на резец при точении, соответствуют соответственно осевая  $O$ , нормальная  $N$  и окружная  $P$  составляющие силы резания, действующие на  $i$ -й зуб фрезы. Кроме того глубина срезаемого слоя для схемы точения является шириной для схемы фрезерования, а подача  $s$  мм на оборот – шириной срезаемого зубом слоя  $\Delta L$ .

Таким образом, в нотации фрезерования уравнение (3) приобретает вид:

$$\vec{O} = 10 \cdot C_{px} \cdot \vec{\Delta L}^{x_{px}} \cdot \vec{t}^{y_{px}} \cdot \vec{v}^{n_{px}} \cdot K_{mpx} \cdot K_{\phi px} \cdot K_{\gamma px} \cdot K_{\lambda px} \cdot K_{rpx}$$

$$\vec{N} = 10 \cdot C_{py} \cdot \vec{\Delta L}^{x_{py}} \cdot \vec{t}^{y_{py}} \cdot \vec{v}^{n_{py}} \cdot K_{mpy} \cdot K_{\phi py} \cdot K_{\gamma py} \cdot K_{\lambda py} \cdot K_{rpy}$$

$$\vec{P} = 10 \cdot C_{pz} \cdot \vec{\Delta L}^{x_{pz}} \cdot \vec{t}^{y_{pz}} \cdot \vec{v}^{n_{pz}} \cdot K_{mpz} \cdot K_{\phi pz} \cdot K_{\gamma pz} \cdot K_{\lambda pz} \cdot K_{rpz}$$

где  $\vec{O}$  – матрица осевых,  $\vec{N}$  – матрица нормальных и  $\vec{P}$  – матрица окружных составляющих силы фрезерования, операция « $\cdot$ » – поэлементное умножение матриц.

Матрица скорости резания  $\vec{v}$  (м/мин) может быть определена из частоты вращения фрезы  $n$  (об/мин) и ее матрицы радиусов вершин ее зубьев  $\vec{Rb}$  (мм):

$$\vec{v} = \frac{2\pi \cdot \vec{Rb} \cdot n}{1000};$$

Установлено, что изменение силы резания отстает от вызвавшего его изменения толщины срезаемого слоя [4, 5], а динамическая характеристика процесса резания имеет апериодический характер [4]. Тогда передаточная функция процесса резания представляет собой отношение приращения силы резания к приращению подачи:

$$W_{рез}(S) = \frac{\Delta F(S)}{\Delta L(S)} = \frac{1}{1 + T_p \cdot S},$$

где  $S$  – оператор z-преобразования,  $T_p$  – постоянная времени процесса резания.

Для определения  $T_p$  можно воспользоваться приведенными в [5] зависимостями времени отставания изменения силы резания от изменения величины подачи ( $\tau \approx$

1–7 мс в зависимости от материала и условий резания). Так как время отставания фактически является длительностью переходного процесса, а постоянная времени аperiodического звена составляет 0,3т, то с достаточной степенью точности  $T_p=1$  мс.

Совокупное значение проекций сил фрезерования, действующих на фрезу определяются геометрическим суммированием соответствующих составляющих силы резания, действующие на каждый зуб фрезы.

Окружные  $P$  составляющие сил резания, помимо воздействия на упругую систему станка, создают момент сопротивления на приводе главного движения:

$$M_c = \sum_{i=1}^z P_i \cdot \left( \frac{Rb_i}{1000} \right),$$

Проекции суммарной силы резания на оси X, Y, Z:

$$P_x = \sum_{i=1}^z [N_i \cdot \cos \varphi_i - P_i \cdot \sin(\varphi_i)], \quad P_y = \sum_{i=1}^z [P_i \cdot \cos \varphi_i + N_i \cdot \sin \varphi_i], \quad P_z = \sum_{i=1}^z O_i.$$

Рассмотрим практическую реализацию модели процесса фрезерования. Для этого при помощи программы MathLab приведенные выше уравнения представим в виде совокупности структурных элементов (рисунок 4).

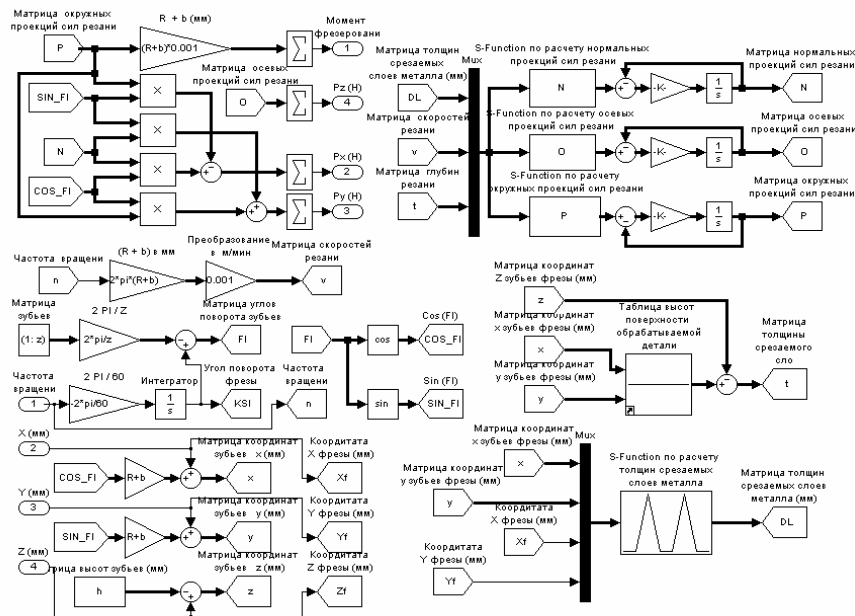







Рисунок 4 – Структурная схема модели фрезерования

В моделях Matlab блок  $\textcircled{1}$  предназначен для ввода в submodule (модель нижнего уровня) потока данных из модели верхнего уровня, блок  $\text{> \text{рис.4}}$  предназначен для линейного усиления вида  $y(x) = k \cdot x$  скалярных и матричных потоков данных. Опе-



рация суммирования над матричными и скалярными потоками данных производится блоком вида .

Для создания локально доступных переменных в моделях Matlab применяют блоки вида , а для доступа к ним блоки . Тригонометрические преобразования над матричными или скалярными потоками данных осуществляют при помощи блоков вида . Некоторые блоки, например , относятся к так называемым S – функциям, представляющим собой программный код. Таким образом была реализована процедура определения матрицы толщины срезаемого слоя. Для моделирование используем параметры, приведенные в [1].

В работе [1] была построена расчетная схема динамической системы станка, составленная на основе полученных форм колебаний в плоскостях -ZOX и YOZ. Экспериментально установлено, что уровень колебаний узлов станка в плоскости ZOX значительно выше. Это позволило авторам сделать вывод о преобладании колебательных процессов именно в данной плоскости и с некоторыми допущениями рассматривать при расчете плоскую двухмассовую колебательную систему (рисунок 5).

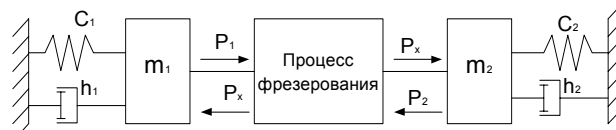


Рисунок 5 – Двухмассовая колебательная система станка

Масса  $m_1$  представляет собой стол, связанный со станиной упругой связью с жесткостью  $c_1$  и имеющий коэффициент демпфирования  $h_1$  в диссипативной функции, которая является линейной функцией скорости. Приведенные масса  $m_2$  и жесткость  $c_2$  относятся к ползуну.

Данная колебательная система описывается рядом дифференциальных уравнений. Соответственно для стола и ползуна:

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = P_1 - P_x; \quad P_1 = h_1 \cdot v_1 + c_1 \cdot x_1;$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} = -P_2 + P_x; \quad P_2 = h_2 \cdot v_2 + c_2 \cdot x_2;$$

Пример представления в Matlab уравнений стола представлен на рисунке 6.

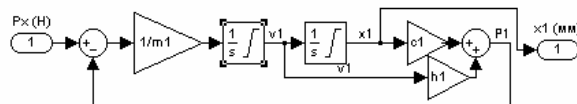


Рисунок 6. Модель упругой системы стола

Используя аналогичный подход замыкаются обратные связи процесса фрезерования по всем трем координатам. На рисунке 7 представлена полная модель процесса фрезерования с упругими отрицательными обратными связями.

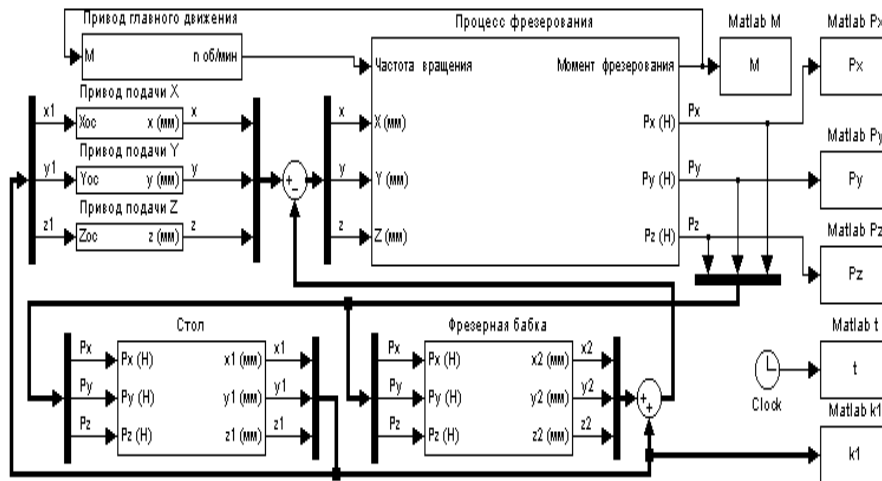
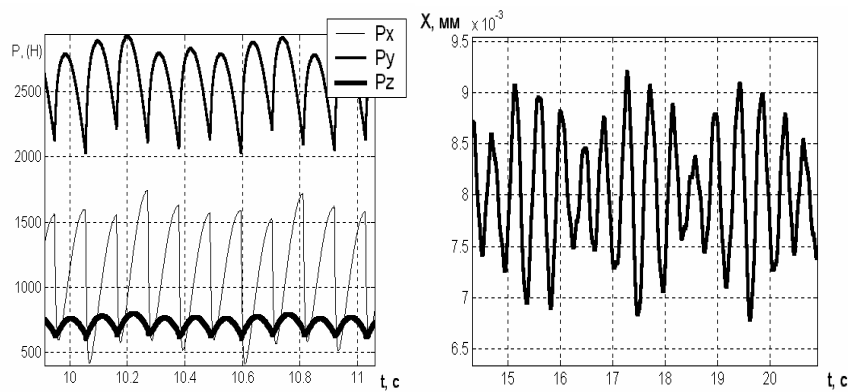


Рисунок 7 Структурная схема модели процесса фрезерования с обратными связями



а) диаграмма колебаний составляющих силы резания б) диаграмма колебаний стола  
Рисунок 8.

На рисунке 8а приведены диаграммы проекций силы фрезерования. На рисунке 8б приведена диаграмма колебаний стола по оси X. Как видно из диаграмм, силы фрезерования имеют сложную периодическую зависимость от времени. Для такой зависимости предложен термин «портрет фрезы». При этом форма колебаний стола коррелируется с формой колебаний силы фрезерования.

В некоторых режимах процесс фрезерования становится неустойчивым. Пример такой диаграммы для проекции силы фрезерования на ось Z представлен на ри-

сунке 9. Характерно, что неустойчивость может наблюдаться только по одной из координат.

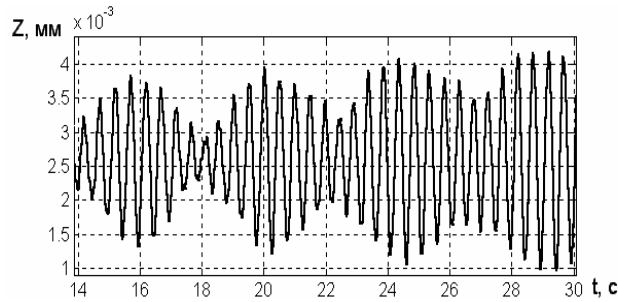


Рисунок 9 – Диаграмма проекции на ось Z амплитуды колебания стола

Привод подачи не может эффективно компенсировать возрастающие колебания, т.к. он контролирует только координаты стола  $\{x_1, y_1, z_1\}$ , тогда как неустойчивость определяется суммарным взаимодействием стола и бабки.

На разработанной модели процесса фрезерования существует возможность моделирования устройств виброгашения пассивного или активного типа, проводить исследование влияния параметров динамической системы станка на процесс фрезерования.

#### Литература

1. Козловский Н.А., Зайкин М.П. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Под ред. П.И.Ящерицына. – Мн.: Наука и техника, 1986. –135с.
2. Алхаджи Ахмад. Система адаптивного управления электроприводом подачи станка для стабилизации момента резания. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. – Одесса : ОПИ, 1993
3. Музафаров Т.И. Разработка методов расчета и сравнительный анализ динамических характеристик агрегатно-фрезерных станков. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. - М. : ЭНИМС, 1989
4. Остафьев Е.Ф. Повышение точности и производительности точения на станках с ЧПУ на основе управления параметрами технологической системы. Диссертация на соискание ученой степени д. т. н. – М. : МИП, 1993
5. Орликов М.Л. Динамика станков. – 2-е из., перераб. и доп. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. –272 с.
6. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1986. – 184с.
7. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-ч т. Т2/ Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. – 4 изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с.,

УДК 621.923

В.В. Гусев

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА И МАТЕРИАЛА ЗАГОТОВКИ ПРИ ОБРАБОТКЕ**

*Process of simulation of interaction of grinding wheel grains with workpiece material is considered in the paper. It allows determining the operation conditions of grinding wheel grains.*

В предлагаемой работе сделана попытка смоделировать основные закономерности процесса взаимодействия инструмента и заготовки при абразивной обработке, что позволит выявить ряд особенностей операций, выполняемых шлифовальными кругами. Для этих целей были использованы основы теории поля.

Впервые Новоселовым Ю.К. [1] было предложено рассматривать движущие в пространстве режущие элементы – алмазные зерна как воспроизводящие поле. Геометрические параметры поля определяются геометрическими параметрами формообразующих элементов, кинематикой и динамикой движения инструмента. Формообразующие элементы участвуют одновременно в нескольких вращательных и поступательных движениях. Результирующая скорость зерна определяется векторной суммой скоростей всех движений. Как это было показано в предыдущем разделе. Число элементов базового участка поля  $n$  определяется числом формообразующих элементов базового участка рабочей поверхности ШК, т.е. числом вершин зерен на единице его рабочей поверхности и распределением их вершин по глубине РПК. При описании ШК положение вершин по глубине определяется относительно его условной наружной поверхности  $u_3$ .

Поле режущих элементов ШК. Рассмотрим процесс круглого наружного шлифования периферией круга, с учетом влияния характеристик инструмента и режимов обработки. При перемещении единичной площадки высотой  $dt$  от т. А{t} к т. В{t} (рис 1), которая расположена на глубине  $t$ , на нее воздействует поле абразивных зерен. Положение площадки в рабочей зоне определяется углом  $\gamma$ , который может принимать значения от  $\gamma_0(t)$  до  $\gamma_n(t)$ . Граничные значения углов  $\gamma_0$  и  $\gamma_n$  определяются началом и завершением удаления материала припуска зернами ШК. Для произвольного сечения  $dt$  заготовки на расстоянии  $t$  от ее поверхности зерна, которые его пересекают, должны находиться на расстоянии от наружной поверхности ШК в пределах  $0 \leq u \leq u_\gamma$  (рис.1), где

$$u_\gamma = R + (r - t) \sqrt{1 - \frac{A^2 \sin^2 \gamma^2}{(R - u_3)^2}} - A \sqrt{1 - \frac{(r - t)^2 \sin^2 \gamma^2}{(R - u_3)^2}}. \quad (1)$$

Распределение зерен в ШК может быть описано распределением Пуассона [2]. Расстояние между двумя соседними траекториями движения вершин зерен также описывается этим распределением [1]. В этом случае перемещения зерен ШК можно рассматривать как поток элементарных событий. Число событий (число зерен прохо-

дящих через базовий участок) приходящихся на интервал времени  $\Delta t$ , примыкающих во времени к  $t$  подчиняется закону Пуассона[3] с параметром  $a(t, \Delta t) = \int_t^{t+\Delta t} \lambda(\tau) d\tau$ .

Зерна в РПК можно описать радиус - вектором точки, определяющей положение вершины, и вектором скорости ее перемещения  $\vec{V}_k = \vec{a}_k(R-u)$ . Произведение вектора скорости перемещения произвольной точки в РПК на скалярную характеристику, имеющей вероятностный элемент связанный с распределением зерен по высоте в РПК, определяет векторное поле инструмента. Эта величина определяет направление скорости перемещения вероятной суммы зерен для данной точки пространства

$$\vec{H} = \vec{V}_k \int_0^{u_y} n_3 \cdot f(u) \cdot du, \quad (2)$$

где  $n_3$  - число зерен на единице поверхности круга,  $f(u)$  - плотность распределения вершин зерен по глубине РПК.

Полученный вектор определяет интенсивность потока зерен для данной точки пространства. Отклонение скорости от стационарного характера движения можно учесть, как показано в работе [1]. В первом приближении поле абразивного инструмента можно рассматривать как стационарное и не зависящее от времени работы и углового расположения базового участка поля. Траектории, по которым перемещаются точки поля, являются векторными линиями. Вектор поля касается в каждой точке траектории. Рассмотрим в векторном поле инструмента, интенсивностью  $\vec{H}$ , перемещение площадки  $dt$ , принадлежащей заготовке. Участок траектории от углового положения  $\gamma_i$  до  $\gamma_{i+1}$  длиной  $ds=(r-t)d\gamma$  площадка пройдет за время  $dt=ds/V_d$ . С учетом направления перемещения площадки, задаваемой ортом касательной  $\vec{1}_{V_d}$  в произвольно взятой точке траектории перемещения сечения  $dt$ , параметр поля может быть определен по следующей зависимости

$$a_{i,i+1} \{t, \gamma\} = \frac{1}{V_d} \int_{\gamma_i}^{\gamma_{i+1}} ds \cdot \vec{H} \{t, \gamma\} \cdot \vec{1}_{V_d} d\gamma. \quad (3)$$

Подынтегральное выражение представляет собой элементарную циркуляцию поля инструмента на данном участке. Циркуляция поля вдоль линии определяет число зерен участвующих в удалении материала вдоль этой линии

$$N_L \{t\} = \int_{\gamma_1(t)}^{\gamma_0(t)} \frac{V_k}{V_d} n_3 \left[ \int_0^{u_y} f(u) du \right] \cos(\varphi + \gamma) (r-t) d\gamma. \quad (4)$$

где  $\gamma_0(t)$ ,  $\gamma_1(t)$  – углы, определяющие конец и начало рабочей зоны удаления материала

на глубине  $t$ ;  $\cos(\varphi + \gamma) = \frac{A^2 - (R-u)^2 - (r-t)^2}{2(R-u)(r-t)}$ .

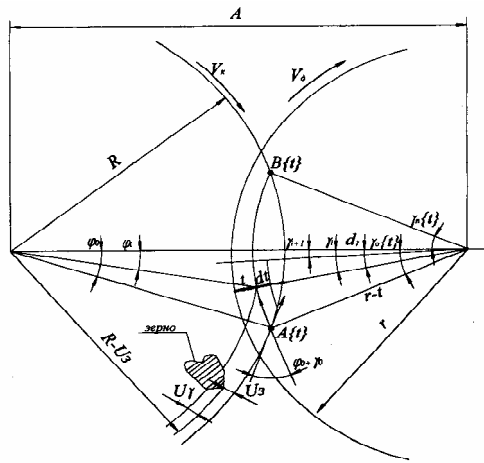


Рисунок 1 – Схема взаємодія шліфовального круга і заготовки при круглому зовнішньому шліфуванні

При зустрічному шліфуванні кут між вектором поля і касательною к траєкторії становить  $180-(\gamma+\varphi)$ . Отримана залежність збігається при певних умовах з відомими формулами [1], але дозволяє додатково врахувати змінний кут зустріч векторів поля інструменту і заготовки вздовж дуги контакту.

Другою скалярною характеристикою поля є можлива ширина сечення среза для зерна, заглибленого на величину  $u_\gamma$ . При моделюванні профіля зерна степенною залежністю його ширина на вказаному рівні визначиться по формулі [1]

$$b_3 = C_b u_\gamma^m, \quad (5)$$

де  $C_b$  і  $m$  – коефіцієнт пропорційності і показатель степеня.

З урахуванням ймовірної ширини зерна, характеристика поля визначається криволінійним інтегралом

$$b_{i,i+1} \{t\} = \int_{\gamma_i(t)}^{\gamma_{i+1}(t)} \frac{V_K}{V_\partial} n_3 \left[ \int_0^{u_\gamma} f(u) b_\gamma \{u\} du \right] \cos(\varphi + \gamma) (r - t) d\gamma. \quad (6)$$

Вона визначає сумарну ширину зерен, що проходять через сечення  $dt$ , на ділянці траєкторії довжиною, обмеженою кутами  $\gamma_i$  і  $\gamma_{i+1}$ .

Процес видалення матеріалу заготовки зернами ШК можна розглядати, як потік однорідних подій. Довжину базового ділянки  $dz$  заготовки вздовж осі  $z$  можна вибрати скільки завгодно малим. В цьому випадку процес видалення матеріалу представляє ординарний потік, що характеризується інтенсивністю потоку подій, середнім числом подій, що приходяться на одиницю часу.

Якщо процес руху зерен є потоком Пуассона, то процес взаємодії зерен з матеріалом представляє невід'ємну випадкову величину з розподілом, відмінним від показального. Наслідком в такому взаємодії є те, що закон розподілу появи найближчого наступного подія залежить від того, яке час  $\tau$  вже пройшло. Такий потік належить до потоків Пальма.

Потік матеріалу заготовки є векторною величиною змінною в часі і в просторі. Напрямок переміщення визначається однозначно вектором швидкості для кожної точки простору  $\vec{V}_\partial = \vec{\omega}_\partial \cdot r\{t, \gamma\}$ . Скалярна характеристика поля матеріалу визначається функцією невіддаленого матеріалу [1]

$$B\{t, \gamma\} = 1 - \exp\left(-\frac{\sum b\{t, \gamma\}}{b}\right), \quad (7)$$

где  $\sum b\{t, \gamma\}$  - суммарная ширина всех единичных царапин на уровне радиальной координате  $t$ , отсчитываемая от поверхности заготовки, с угловым расположением сечения  $\gamma$ . Так как суммарная ширина всех царапин при изменении углового положения сечения  $\gamma$  изменяется, то поле является переменным на участке рабочей зоны. Каждой точке поля материала заготовки в этом случае соответствует вектор  $\vec{B}\{t, \gamma\}$

$$\vec{B}\{t, \gamma\} = B\{t, \gamma\}\vec{V}_\delta = \vec{V}_\delta [1 - \exp\left(\frac{\sum b(t, \gamma)}{b}\right)], \quad (8)$$

где  $B\{t, \gamma\}$  – определяет вероятность не удаленного материала заготовке полученной на предыдущем этапе обработки.

Если обозначить состояние потока материала в дискретных сечениях  $\gamma_i$  и  $\gamma_{i+1}$  через  $V_i$  и  $V_{i+1}$ , то переход из состояния  $V_i$  в состояние  $V_{i+1}$  осуществляется под воздействием пуассоновского потока зерен. Вероятность удаления материала определяется характеристикой поля инструмента  $b_{i,i+1}$  на данном участке (6) перемещения материала заготовки [1]

$$P_{i,i+1} = (1 - B_i\{t, \gamma\}) \exp(-b_{i,i+1}\{t\}) \quad (9)$$

Рассматривая подачу материала на инструмент как векторное поле, можно определить распределение материала припуска по площади контакта круга с деталью. Каждой точке поля соответствует определенное значение вектора скорости перемещения элементарных объемов заготовки в пространстве. Каждый элементарный участок контакта круга с заготовкой  $dF$ , который в данный момент времени участвует в удалении припуска, равно элементарному потоку поля скоростей материала заготовки через него

$$d\Theta = \vec{B}\{t, \gamma\} \cdot \vec{n} \cdot dF = \vec{V}_\delta \cdot \vec{n} \cdot [1 - \exp\left(\frac{\sum b(t, \gamma)}{b}\right)] \cdot dF, \quad (10)$$

где  $\vec{n}\{-\cos\varphi_k, -\sin\varphi_k\}$  - орт нормали к цилиндрической рабочей поверхности круга направлен к оси шлифовального круга;  $W = \vec{V} \cdot \vec{n}$  - векторное произведение определяет нормальную составляющую скорости относительного движения заготовки и инструмента в каждой точке зоны контакта.

Общий объем материала, снимаемого кругом в единицу времени определяется потоком поля скоростей заготовки через площадь контакта

$$\Theta = \iint_F W [1 - \exp\left(\frac{\sum b(t, \gamma)}{b}\right)] \cdot dF. \quad (11)$$

С помощью положений теории поля получены зависимости, позволяющие оценить распределение удаляемых объемов материала припуска по площади контакта, число зерен участвующие в удалении припуска, вероятность удаления материала для любой точки зоны контакта круга с заготовкой.

### Литература

1. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке. – Саратов: Издательство Саратовского университета, 1979. – 232с.
2. Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов. – Киев: Наукова думка, 1978. – 207с.
3. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. – М.: Наука. - 1991. – 384с.

Н.В.Зубкова  
НТУ «ХПИ» Харьков, Украина

### КОНКРЕТИЗАЦИЯ СТРУКТУР ОТОБРАЖЕНИЙ ДЛЯ ЧАСТНЫХ ЗАДАЧ

*The paper presents the application of definite structures of multi-parametric reflections at speciality tasks of 3D-modelling of cutting process.*

При решении конкретных задач геометрического моделирования деталей, режущих инструментов, съема припуска возникает необходимость упрощения обобщенной структуры отображений, которая охватывает определенную совокупность различных частных приложений к задачам разного функционального назначения: 1) 2D- и 3D-моделирования линий, отсеков поверхностей, сплошных тел (деталей и инструментов); 2) геометрического моделирования и кинематического анализа формообразования поверхностей; 3) 3D-моделирования съема припуска и расчета его выходных показателей.

Ниже предлагаются частные унифицированные структуры, полученные конкретизацией обобщенной структуры 20:  $\vec{r} = \bar{\varphi}_2 (\bar{\nu} \bar{\varphi}_1 \bar{g} \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$ . Данная структура была разработана с помощью аппарата многопараметрических отображений [1]. Конкретные структуры получены исключением тех или иных операторов, что значительно упрощает их по сравнению с обобщенной структурой.

Каждой частной структуре присвоен определенный код. Условимся номер кода обозначать латинскими цифрами после слова «структура».

Частная унифицированная структура 17 получена из обобщенной исключением оператора гомотетии  $\bar{g}$  ( $g = 0$ ). Подставляя  $\bar{g} = 1$  в структуру 20, имеем уравнение конкретной структуры 19 в операторной записи:  $\vec{r} = \bar{\varphi}_2 (\bar{\nu} \bar{\varphi}_1 \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$

В этой структуре действующими операторами являются  $\bar{\varphi}_1, \bar{\varphi}_2, \bar{l}, \bar{\nu}, \bar{c}$ .

Такому сочетанию операторов соответствует схема механической обработки, в которой обрабатываемая деталь и инструмент вращаются вокруг осей, скрещивающихся под углом  $\nu$  на расстоянии  $c$ , и инструмент перемещается прямолинейно (параметры  $\varphi_1, \varphi_2, l$ ). Данная структура может быть использована для 3D-моделирования формообразования и съема припуска при нарезании фасонных деталей червячными инструментами, накатывании резьб круглыми плашками, фрезеровании резьб и фасонных деталей дисковыми фрезами и др.

Если в структуре 17 в качестве прообраза принять отсек передней поверхности, то уравнением 19 будет представлена область пространства, формируемая отсеком в сложном движении инструмента относительно обрабатываемой детали.

В частной структуре 16: отсутствуют оператор гомотетии ( $\bar{g} = 1$ ,  $g = 0$ ) и координатный оператор направляющих косинусов ( $\bar{\nu} = 1$ ;  $\nu = 0$ ). Исключая эти операторы из обобщенной структуры, получаем частное уравнение:  $\vec{r} = \bar{\varphi}_2 (\bar{\varphi}_1 \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$

Действующие операторы данной структуры -  $\bar{\varphi}_1, \bar{\varphi}_2, \bar{l}, \bar{c}$ . От предыдущей схема механической обработки отличается тем, что обрабатываемая деталь и инструмент вра-



щанюються вкруз паралельних осей, отстоящих друг от друга на расстоянии  $C$ , а движение инструмента прямолинейное (параметры  $\varphi_1, \varphi_2, l$ ).

Такая структура отвечает задачам 3D-моделирования и съема припуска при вихревом нарезании резьбы, образовании резьбы групповыми фрезами, где прообразом служит передняя поверхность инструмента; при шлифовании круглых цилиндрических деталей, где прообраз – сплошное тело (шлифовальный круг).

Исключая из обобщенной структуры оператор гомететии  $\bar{g} = 1$  и оператор вращения  $\bar{\varphi}_1 = 1$ , получим частную структуру 15:  $\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{v}\bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$ .

В этой структуре действуют операторы  $\bar{\varphi}, \bar{l}, \bar{v}, \bar{c}$ . При этой схеме механической обработки вращается обрабатываемая деталь, а инструмент перемещается прямолинейно вдоль нее (параметры  $\varphi, l$ ). Оси детали и инструмента скрещиваются под углом  $v$  на расстоянии  $c$ .

Структуре соответствует точение безвершинным резцом; точение, расточка и подрезка резцами со СМП, если пластины наклонены к державке; обработка фасонных винтовых поверхностей фасонными резцами с дополнительным наклоном.

Упростим обобщенную структуру 20, исключив из нее оператор гомететии  $\bar{g}$  ( $\bar{g} = 1$ ), оператор направляющих косинусов  $\bar{v}$  ( $\bar{v} = 1$ ) и оператор вращения  $\bar{\varphi}_1$  ( $\bar{\varphi}_1 = 1$ ). Получаем унифицированную структуру 14:  $\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$

Остаются действующие операторы:  $\bar{\varphi}, \bar{l}, \bar{c}$ . Схема механической обработки, которая соответствует этому сочетанию операторов, аналогична предыдущей, но репер инструмента не наклонен к реперу обрабатываемой детали.

В данном случае частной структуре будут соответствовать такие процессы как: фасонное точение винтовых поверхностей и поверхностей вращения; точение и растачивание круглых и конических деталей проходным, расточным, подрезным, отрезным резцами; нарезание резьбы резьбовым резцом и гребенкой.

Структура 14 может быть использована при моделировании винтовых или круглых тел. В зависимости от направления действия оператора параллельного переноса  $\bar{l}$  и от прообраза, получаем разные тела.

Если вектор параллельного переноса  $\bar{l}$  действует в плоскости осевого сечения тела под углом к оси, а прообразом является плоский отсек, структура реализует формирование винтового конического тела. Изменим прообраз на ломаную линию и как результат – коническая поверхность. Если вектор параллельного переноса  $\bar{l}$  действует вдоль оси тела с прообразом - плоский отсек, получаем винтовое цилиндрическое тело, а с прообразом – ломаная линия, результатом будет винтовая поверхность.

Если вектор параллельного переноса  $\bar{l}$  действует перпендикулярно оси тела, при различных прообразах структура реализует формирование спирали Архимеда на плоскости. Например, подрезание торцов на деталях, представленных телами вращения. Если прообразом служит плоский отсек, с помощью данной структуры получаем зуб затылованной фрезы.

Исключим из предыдущей структуры 14 действие координатного оператора  $\bar{c}$  ( $\bar{c} = 0$ ). Получаем частную структуру 13:  $\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{r}_n + \bar{l})$ . В ней два действующих операторо-

ра  $\bar{\varphi}, \bar{l}$ . Их сочетанию соответствует схема механической обработки, в которой обрабатываемая деталь вращается, а инструмент движется прямолинейно.

Структура может быть использована при 3D-моделировании процесса снятия припуска при сверлении, растачивании, развертывании и зенкерования отверстий на токарных станках.

Выведем из обобщенной структуры оператор гомотетии  $\bar{g}$ , координатные операторы  $\bar{v}$  и  $\bar{c}$  и оператор вращения  $\bar{\varphi}_2$  ( $\bar{g} = 1$ ;  $\bar{v} = 1$ ;  $\bar{\varphi}_2 = 1$ ;  $\bar{c} = 0$ ). Получим унифицированную структуру 12:  $\bar{r} = \bar{\varphi} \bar{r}_n + \bar{l}$ , в которой действуют операторы  $\bar{\varphi}, \bar{l}$ .

Инструмент вращается и перемещается прямолинейно. Структура применима для сверления, развертывания и зенкерования отверстий на сверлильных станках, если оператор параллельного переноса направлен вдоль оси вращения. Если оператор параллельного переноса направлен перпендикулярно оси вращения инструмента, реализуется схема фрезерования плоскостей, уступов, пазов.

Структура применима при 3D-моделировании сплошных тел: винта, пружины (оператор параллельного переноса направлен перпендикулярно плоскости действия оператора вращения), зуба заточенной фрезы (оператор параллельного переноса действует в плоскости оператора вращения).

Унифицированная структура 11 получена из унифицированной структуры 14 исключением оператора параллельного переноса  $\bar{l}$  ( $\bar{l} = 0$ ):  $\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{r}_n + \bar{c})$ . В данной структуре действуют операторы  $\bar{c}, \bar{\varphi}$ . Структура может быть использована при 3D-моделировании геометрических тел. Если прообразом является точка – получаем 2D-модель окружности как ребра конического или цилиндрического тела. Если прообраз – отрезок кривой линии (в частности прямой) – получаем боковую поверхность тела вращения.

Из обобщенной структуры 20 исключаем оператор гомотетии, два оператора вращения, координатный оператор направляющих косинусов ( $\bar{g} = 1$ ;  $\bar{v} = 1$ ;  $\bar{\varphi}_2 = 1$ ;  $\bar{\varphi}_1 = 1$ ).

В полученной структуре 10  $\bar{r} = \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c}$  действуют операторы  $\bar{l}, \bar{c}$ . Им соответствует схема механической обработки, в которой инструмент совершает прямолинейное движение, причем его репер находится на расстоянии  $c$  от репера обрабатываемой детали. Унифицированная структура может быть использована при моделировании процесса протягивания шлицевых и шпоночных канавок.

Геометрические тела сложной формы или области пространства, формируемые неравномерным движением инструмента или его передней поверхности, рекомендуем моделировать с помощью структур, включающих оператор гомотетии.

Унифицированная структура 9 получена из обобщенной структуры 20 исключением оператора направляющих косинусов  $\bar{v}$  ( $\bar{v} = 1$ ) и оператора вращения  $\bar{\varphi}_1$  ( $\bar{\varphi}_1 = 1$ ):  $\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{g} \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$ . Сочетание действующих операторов  $\bar{g}, \bar{l}, \bar{c}, \bar{\varphi}$  позволяет реализовать схему работы копира.

Исключение из унифицированной структуры 9 оператора вращения  $\bar{\varphi}_2$  ( $\bar{\varphi}_2 = 1$ ) и координатного оператора  $\bar{c}$  ( $\bar{c} = 0$ ) позволяет получить унифицированную структуру 8:  $\bar{r} = \bar{g} \bar{r}_n + \bar{l}$  с действующими операторами  $\bar{g}, \bar{l}$ .

Структура 8 может быть реализована при 3D-моделировании сплошных тел слож-

ной формы, например, кулачков, многогранных сменных пластин и т.д.

Из обобщенной структуры 20 исключаем операторы гомотетии, параллельного переноса, вращения ( $\bar{g} = 1$ ;  $\bar{\varphi}_1 = 1$ ;  $\bar{\varphi}_2 = 1$ ;  $\bar{l} = 0$ ). Полученная структура 7 имеет вид:  $\bar{r} = \bar{v} \bar{r}_n + \bar{c}$ . В ней действуют координатные операторы  $\bar{v}, \bar{c}$ . Им соответствует схема расположения реперов, в которой координатные оси прообраза и образа скрещиваются под углом  $\nu$  на расстоянии  $c$ . Структура применяется для приведения репера прообраза к реперу образа.

Исключив из унифицированной структуры 7 действие координатного оператора  $\bar{v}$ , получим унифицированную структуру 6:  $\bar{r} = \bar{r}_n + \bar{c}$ , в которой действует координатный оператор  $\bar{c}$ , преобразующий центры реперов образа и прообраза. Его действие соответствует схеме, в которой координатные оси прообраза и образа отстоят друг от друга на расстоянии  $c$ .

Унифицированная структура 5 получена из унифицированной структуры 7 путем исключения координатного оператора  $\bar{c}$  ( $\bar{c} = 0$ ):  $\bar{r} = \bar{v} \bar{r}_n$ . В ней действует один координатный оператор направляющих косинусов  $\bar{v}$ . Действию координатного оператора  $\bar{v}$  соответствует схема, в которой координатные оси прообраза и образа скрещиваются.

Применение структур 5 и 6 аналогично унифицированной структуре 7.

Если из унифицированной структуры 20 вывести оператор гомотетии, два оператора вращения и два координатных оператора ( $\bar{g} = 1$ ;  $\bar{v} = 1$ ;  $\bar{\varphi}_1 = 1$ ;  $\bar{c} = 0$ ;  $\bar{\varphi}_2 = 1$ ) и ввести оператор симметрии  $\bar{s}$ , мы получим унифицированную структуру 4:  $\bar{r} = \bar{s}(\bar{r}_n + \bar{l})$

с действующими операторами  $\bar{l}, \bar{s}$ . Эта структура находит применение при моделировании плоских отсеков сложной формы симметричных относительно оси. Например, при моделировании двутаврового рельса исходным прообразом является отрезок ломаной линии. Действуя на него оператором параллельного переноса  $\bar{l}$  и оператором симметрии  $\bar{s}$  относительно оси, получаем плоский отсек необходимой формы.

Выведа из обобщенной структуры 20 оператор параллельного переноса, два оператора вращения и координатные операторы ( $\bar{v} = 1$ ;  $\bar{\varphi}_1 = 1$ ;  $\bar{l} = 0$ ;  $\bar{c} = 0$ ;  $\bar{\varphi}_2 = 1$ ) получим еще одну простую унифицированную структуру 3:  $\bar{r} = \bar{g} \bar{r}_n$ , где действующий оператор-оператор гомотетии  $\bar{g}$ . Рекомендуем использовать эту структуру при моделировании плоских отсеков сложной формы типа кулачков, сменных перетачиваемых пластин. Например, взяв за прообраз замкнутую кривую сложной формы, заданную массивом точек и подействовав на нее оператором гомотетии в направлении центра, получаем плоский отсек, внешней границей которого является исходная замкнутая ломаная линия.

Унифицированная структура 2 получена исключением операторов гомотетии, параллельного переноса, одного вращения и координатных операторов ( $\bar{g} = 1$ ;  $\bar{v} = 1$ ;  $\bar{\varphi}_1 = 1$ ;  $\bar{l} = 0$ ;  $\bar{c} = 0$ ):  $\bar{r} = \bar{\varphi} \bar{r}_n$ . Здесь действующий оператор вращения один -  $\bar{\varphi}$ . При различных прообразах структура позволяет моделировать:

- 1) прообраз - точка, образ - отрезок дуги окружности;
- 2) прообраз - отрезок ломаной линии, образ - плоский отсек;
- 3) прообраз - плоский отсек, образ - тело вращения или область пространства, формируемая плоским отсеком при вращательном движении;

4)прообраз – тело, образ – другое тело или область пространства, формируемая телом-прообразом при вращательном движении.

Так, если за прообраз взять плоский отсек (передняя поверхность круглого фасонного резца) и подействовать оператором вращения, то образом будет сплошное тело – круглый фасонный резец. Эта структура тоже позволяет получить цилиндрическое тело, если за прообраз взять прямоугольный плоский отсек как осевое сечение цилиндра и подействовать на него оператором вращения.

Используя унифицированную структуру 2, можно моделировать тела вращения: детали (валы, втулки, колеса подшипников, конические, цилиндрические и торические тела, фасонные поверхности вращения) и инструменты (элементы круглых протяжек, фасонные резцы).

Из обобщенной структуры 20 исключены операторы гомотетии, вращения и координатные ( $\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{c} = 0; \bar{\varphi}_2 = 1$ ):  $\bar{r} = \bar{r}_H + 1$ . Действующий оператор –  $\bar{l}$ . Эта простая унифицированная структура 1 позволяет моделировать геометрические фигуры в зависимости от прообраза:

- 1)прообраз - точка, образ - отрезок прямой линии;
- 2)прообраз – отрезок ломаной линии, образ – плоский отсек;
- 3)прообраз – плоский отсек, образ – призматическое тело или область пространства, формируемая плоским отсеком при прямолинейном движении;
- 4)прообраз – тело, образ – другое тело или область пространства, формируемая телом-прообразом при прямолинейном движении.

Например, если в качестве прообраза мы возьмем плоский отсек – круг и подействуем на него оператором параллельного переноса перпендикулярно плоскости отсека, то получим цилиндр. А применив эту структуру к сферическому сплошному телу, получим цилиндр со сферическими торцами. Если это тело принять за прообраз и снова подействовать оператором параллельного переноса, получим плиту со скругленными боковыми гранями.

С помощью унифицированной структуры можно моделировать резцы общего назначения, фасонные призматические резцы, шлицевые и шпоночные протяжки, резьбонарезные гребенки, инструментальные цилиндры и т.д. Аналогично моделируются детали типа плита, призматическое, цилиндрическое тело.

Часто в задачах кривые линии и криволинейные поверхности задаются функциональной зависимостью. Для реализации такой задачи оператор параллельного переноса  $\bar{l}$  можно представить двумя взаимосвязанными операторами параллельного переноса  $\bar{l}_1$  и  $\bar{l}_2$ ,  $l_2 = f(l_1)$ . Таким образом из унифицированных структур 1 и 17 получены унифицированная структура 18  $\bar{r} = \bar{r}_H + \bar{l}_1 + \bar{l}_2$  и унифицированная структура 19  $\bar{r} = \bar{\varphi}_2(\bar{v} \bar{\varphi}_1 \bar{r}_H + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{c})$ . Этими структурами, в которых действуют два оператора параллельного переноса  $\bar{l}_1$  и  $\bar{l}_2$ , реализуется модель кривой линии или криволинейной поверхности соответственно.

Обобщенная унифицированная структура и конкретные унифицированные структуры приведены в таблице.

Таблица. – Унифицированные структуры отображений.

Коды	Унифицированные структуры	Уравнения отображений	Отсутствующие операторы
20	$\bar{g}, \bar{\varphi}_1, \bar{v}, \bar{l}, \bar{c}, \bar{\varphi}_2$	$\bar{r} = \bar{\varphi}_2(\bar{v} \bar{\varphi}_1 \bar{g} \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$	
19	$\bar{\varphi}_1, \bar{v}, \bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{c}, \bar{\varphi}_2$	$\bar{r} = \bar{\varphi}_2(\bar{v} \bar{\varphi}_1 \bar{r}_n + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{c})$	$\bar{g} = 1$
18	$\bar{l}_1, \bar{l}_2$	$\bar{r} = \bar{r}_n + \bar{l}_1 + \bar{l}_2$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{c} = 0; \bar{\varphi}_2 = 1$
17	$\bar{\varphi}_1, \bar{v}, \bar{l}, \bar{c}, \bar{\varphi}_2$	$\bar{r} = \bar{\varphi}_2(\bar{v} \bar{\varphi}_1 \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$	$\bar{g} = 1$
16	$\bar{\varphi}_1, \bar{l}, \bar{c}, \bar{\varphi}_2$	$\bar{r} = \bar{\varphi}_2(\bar{\varphi}_1 \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1$
15	$\bar{v}, \bar{l}, \bar{c}, \bar{\varphi}$	$\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{v} \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$	$\bar{g} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1$
14	$\bar{l}, \bar{c}, \bar{\varphi}$	$\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1$
13	$\bar{l}, \bar{\varphi}$	$\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{r}_n + \bar{l})$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{c} = 0$
12	$\bar{\varphi}, \bar{l}$	$\bar{r} = \bar{\varphi} \bar{r}_n + \bar{l}$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_2 = 1; \bar{c} = 0$
11	$\bar{c}, \bar{\varphi}$	$\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{r}_n + \bar{c})$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{l} = 0$
10	$\bar{l}, \bar{c}$	$\bar{r} = \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c}$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{\varphi}_2 = 1$
9	$\bar{g}, \bar{v}, \bar{c}, \bar{\varphi}$	$\bar{r} = \bar{\varphi}(\bar{g} \bar{r}_n + \bar{l} + \bar{c})$	$\bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1$
8	$\bar{g}, \bar{l}$	$\bar{r} = \bar{g} \bar{r}_n + \bar{l}$	$\bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{c} = 0; \bar{\varphi}_2 = 1$
7	$\bar{v}, \bar{c}$	$\bar{r} = \bar{v} \bar{r}_n + \bar{c}$	$\bar{g} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{\varphi}_2 = 1; \bar{l} = 0$
6	$\bar{c}$	$\bar{r} = \bar{r}_n + \bar{c}$	$\bar{g} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{\varphi}_2 = 1; \bar{l} = 0; \bar{v} = 1$
5	$\bar{v}$	$\bar{r} = \bar{v} \bar{r}_n$	$\bar{g} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{\varphi}_2 = 1; \bar{l} = 0; \bar{c} = 0$
4	$\bar{l}, \bar{s}$	$\bar{r} = \bar{s}(\bar{r}_n + \bar{l})$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{c} = 0; \bar{\varphi}_2 = 1$
3	$\bar{g}$	$\bar{r} = \bar{g} \bar{r}_n$	$\bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{l} = 0; \bar{c} = 0; \bar{\varphi}_2 = 1$
2	$\bar{\varphi}$	$\bar{r} = \bar{\varphi} \bar{r}_n$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{l} = 0; \bar{c} = 0$
1	$\bar{l}$	$\bar{r} = \bar{r}_n + \bar{l}$	$\bar{g} = 1; \bar{v} = 1; \bar{\varphi}_1 = 1; \bar{c} = 0; \bar{\varphi}_2 = 1$

**Литература.**

Перепелица Б. А. Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. — Харьков: Выща шк., 1981-152с.

В.С.Гузенко, Г.Г.Коткин

Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина  
Российский университет дружбы народов, г. Москва, Россия**ПЕРЕДАТОЧНЫЕ СВОЙСТВА РАСПРЕДЕЛЁННЫХ СИСТЕМ  
ОПИСЫВАЕМЫЕ НЕЛИНЕЙНЫМИ ВОЛНОВЫМИ УРАВНЕНИЯМИ.***The theoretical novelty of the set up activity consists in obtaining analytical performance of the solutions of some special partial equations being generalization of a wave equation.*

В данной работе исследуются передаточные свойства гидравлических и электро-механических систем, описываемые уравнениями в частных производных второго порядка. Прикладной аспект данных результатов - явление гидравлического удара в трубопроводах следящих систем, его влияние на точность слежения, упругая передача возмущающего воздействия в многостепенчатых системах (коробка передач) и т. п. Далее исследуются тепловые явления при механической обработке, возможность их численного анализа и свойства уравнений в частных производных достаточно общего вида. Теоретическая новизна изложенных результатов состоит в получении аналитического представления решений некоторых специальных уравнений в частных производных, являющихся обобщением волнового уравнения, в доказательстве существования решений этих уравнений (в частности "нелинейного волнового" уравнения) и исследовании свойств решений в зависимости от сложных (задаваемых системой дифференциальных уравнений) краевых условий. Далее приводятся некоторые варианты доказательства теоремы существования Коши-Ковалевской, доказательство обобщения теоремы единственности Холмгрена на случай нелинейных систем и некоторые свойства уравнений близких к уравнению теплопроводности. В то же время описываются приняты схемы расчётов тепловых явлений в соответствии с уравнением теплопроводности с различными краевыми условиями.

1. Волновое и близкие к нему нелинейное уравнение второго порядка.

Будем обозначать:

$$L_1 = \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) \text{ для } x \in R, \text{ и}$$

$$L_3 := \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \Delta \right) \text{ где } \Delta := \frac{\partial^2}{(\partial x^1)^2} + \frac{\partial^2}{(\partial x^2)^2} + \frac{\partial^2}{(\partial x^3)^2},$$

для  $x = (x^1, x^2, x^3) \in R^3$ 

Лемма 1. 1) Решение задачи

$$L_1[u] = 0; \tag{1a}$$

даётся формулой:

$$u(x, t) = \alpha(x + ct) + \beta(x - ct), \tag{16}$$

где  $\alpha \in C_2(R, R)$ ,  $\beta \in C_2(R, R)$  - произвольные функции.

2) Решение задачи:

$$L_1[u] = 0 \tag{2a}$$

$$u(x,0) = f(x), \quad x \in R;$$

$$u_t(x,0) = g(x), \quad x \in R;$$

дається формулою:

$$u(x,t) = \frac{f(x+ct) + f(x-ct)}{2} + \frac{1}{2c} \int_{x-ct}^{x+ct} g(\xi) d\xi. \quad (26)$$

3) Решение задачи:

$$L_1[u] = 0; \quad (3a)$$

$$u(x,0) = f(x),$$

$$u_t(x,0) = g(x),$$

$$u(0,t) = h(t),$$

дається формулою

$$u(x,t) = \begin{cases} \frac{f(x+ct) + f(x-ct)}{2} + \frac{1}{2c} \int_{x-ct}^{x+ct} g(\xi) d\xi, & \text{при } x > ct; \\ h\left(t - \frac{x}{c}\right) + \frac{f(x+ct) - f(ct-x)}{2} + \frac{1}{2c} \int_{ct-x}^{x+ct} g(\xi) d\xi, & \text{при } x \leq ct; \end{cases} \quad (36)$$

4) Решение задачи:

$$L_1[u] = 0;$$

$$u(x,0) = f(x), \quad x \in [0, L];$$

$$u_t(x,0) = g(x), \quad x \in [0, L]; \quad (4a)$$

$$u(0,t) = h_1(t), \quad t \in [0, +\infty);$$

$$u(L,t) = h_2(t), \quad t \in [0, +\infty);$$

дається формулою:

$$\begin{aligned} u(x,t) = & \sum_{k=0}^{\infty} \left[ \tilde{h}_1\left(t - \frac{x}{c} - \frac{2kL}{c}\right) - \tilde{h}_2\left(t - \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c}\right) \right] + \\ & + \sum_{k=0}^{\infty} \left[ \tilde{h}_2\left(t + \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c}\right) - \tilde{h}_1\left(t + \frac{x}{c} - \frac{(2k+2)L}{c}\right) \right] + \\ & + \frac{(-1)^m}{2} f(ct-x-mL) - \frac{1}{2c} \int_0^{ct-x-mL} g(\xi) d\xi + \\ & + \frac{(-1)^n}{2} f(ct+x-nL) + \frac{1}{2c} \int_0^{ct+x-nL} g(\xi) d\xi, \end{aligned} \quad (46)$$

$$\text{где } m := \left[ \frac{ct-x}{L} \right]; \quad n := \left[ \frac{ct+x}{L} \right]; \quad [y] - \text{целая часть } y \in R$$

$$\tilde{h}_i(y) = \begin{cases} h_i(y) & \text{при } y \geq 0, \\ 0 & \text{при } y < 0. \end{cases}$$

(см. рис. 1а), б), в) соответственно).

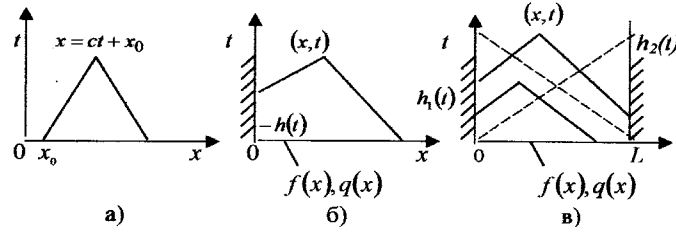


Рисунок 1

Доказательство:

1) Имеем:

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) = \left( \frac{\partial}{\partial t} - c \frac{\partial}{\partial x} \right) \left( \frac{\partial}{\partial t} + c \frac{\partial}{\partial x} \right) \quad (5)$$

Тогда для:

$$v(x, t) := \left( \frac{\partial}{\partial t} + c \frac{\partial}{\partial x} \right) u(x, t)$$

имеем

$$\left( \frac{\partial}{\partial t} - c \frac{\partial}{\partial x} \right) v(x, t) = 0, \quad (6)$$

откуда следует, что всякая функция  $\alpha(x + ct)$  является решением (6)

$$\left( \frac{\partial}{\partial t} - c \frac{\partial}{\partial x} \right) \alpha(x + ct) = 0,$$

В силу перестановочности двух операторов в скобках в правой части (5) легко проверить, что при произвольных (достаточно гладких) функциях  $\alpha$  и  $\beta$   $\alpha(x + ct)$ ,  $\beta(x - ct)$  и  $\alpha(x + ct) + \beta(x - ct)$  является решениями (1а).

2) Так как

$$\frac{1}{2} \int_{x-ct}^{x+ct} \bullet = \frac{1}{2} \int_0^{x+ct} \bullet + \frac{1}{2} \int_0^{x-ct} \bullet, \text{ то легко проверить, что все три условия (2а) для функции (2б)}$$

имеют место (без дополнительных оговорок мы предполагаем достаточную гладкость рассматриваемых функций).



3) Учитывая, что  $t - \frac{x}{c} = (ct - x)\frac{1}{c}$ ;  $ct - x = -(x - ct)$ ;  $\int_{ct-x}^0 \bullet = - \int_0^{x-ct} \bullet$  легко проверить выполнение условий (3а) (для функции  $h(y)$  должны выполняться условия согласования  $h(0) = f(0)$ ,  $h'(0) = g(0)$ ,  $h''(0) = c^2 f''(0)$ , при которых  $u \in C_2(R^2, R)$ ).

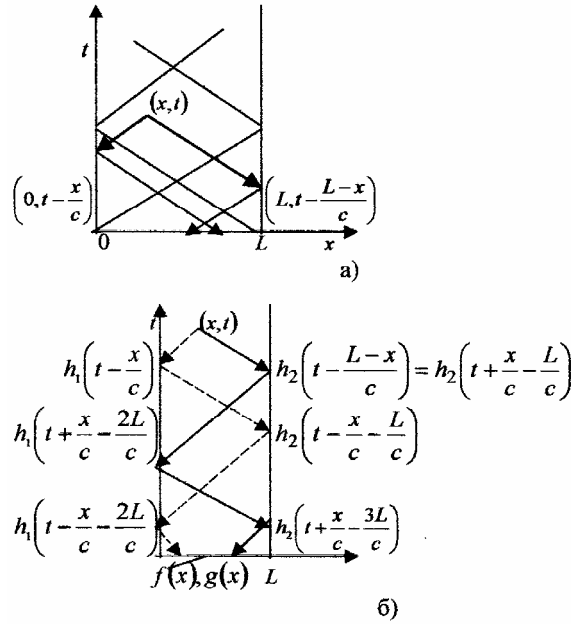


Рисунок 2

4)  $\alpha(x + ct) = const$  вдоль направления  $x = -ct$   
 $\beta(x - ct) = const$  вдоль направления  $x = ct$  (см. рис. 2)  
 В области  $D_0 := \{(x, t) : x - ct > 0, x + ct < L\}$  имеем  
 $u(x, 0) = \alpha(x) + \beta(x) = f(x)$   
 $u_t(x, 0) = \alpha'(x) - \beta'(x) = \frac{1}{c} g(x)$

Откуда

$$\alpha(\tilde{x}) = \frac{1}{2} f(\tilde{x}) + \frac{1}{2c} \int_0^{\tilde{x}} g(\xi) d\xi; \quad (7a)$$

$$\beta(\tilde{x}) = \frac{1}{2} f(\tilde{x}) - \frac{1}{2c} \int_0^{\tilde{x}} g(\xi) d\xi \quad (76)$$

где можно использовать значения  $\tilde{x} = ct + x$  и  $\tilde{x} = x - ct$ , или  $\tilde{x} \in [0, L]$

Пусть задана  $(x, t) \in R^2$ , тогда найдём

$$\beta(x - ct) = \beta(0 - ct + x) \quad \text{из} \quad u\left(0, t - \frac{x}{c}\right) = \alpha(0 + ct - x) + \beta(0 - ct + x) = h_1\left(t - \frac{x}{c}\right)$$

откуда

$$\beta(0 - ct + x) = h_1\left(t - \frac{x}{c}\right) - \alpha(0 + ct - x).$$

Если  $ct - x > L$ , то  $\alpha(0 + ct - x) = \alpha(L + ct - x - L)$

$$\text{находим из} \quad u\left(L, t - \frac{x}{c} - \frac{L}{c}\right) = \alpha(ct - x) + \beta(L - ct + x + L) = h_2\left(t - \frac{x}{c} - \frac{L}{c}\right),$$

откуда

$$\alpha(0 + ct - x) = h_2\left(t - \frac{x}{c} - \frac{L}{c}\right) - \beta(L - ct + x + L).$$

Продолжая данную процедуру находим, что

$$\begin{aligned} u(x, t) = & \sum_{k=0}^{m_1} h_1\left(t - \frac{x}{c} - \frac{2kL}{c}\right) - \sum_{k=0}^{m_2} h_2\left(t - \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c}\right) + \\ & + \sum_{k=0}^{m_3} h_2\left(t + \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c}\right) - \sum_{k=0}^{m_4} h_1\left(t + \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c}\right) + \\ & + \frac{(-1)^{m_5}}{2} f(ct - x - m_5L) - \frac{1}{2c} \int_0^{ct-x-m_5L} g(\xi) d\xi + \\ & + \frac{(-1)^{m_6}}{2} f(ct + x - m_6L) + \frac{1}{2c} \int_0^{ct+x-m_6L} g(\xi) d\xi, \end{aligned}$$

где  $m_i, i = 1, \dots, 6$  определяются из соотношений:

$$m_5 = \max\{2m_1, 2m_2 + 1\}; \quad (8a)$$

$$m_6 = \max\{2m_3 + 1, 2(m_4 + 1)\}; \quad (8б)$$

$$\max_{m \leq m_5} \left(t - \frac{x}{c} - \frac{mL}{c}\right) \geq 0; \quad \max_{m \leq m_6} \left(t + \frac{x}{c} - \frac{mL}{c}\right) \geq 0. \quad (8в)$$

Таким образом, справедлива формула (4б).

Описанный волновой процесс в чистом виде наблюдается в трубопроводах гидравлических следящих систем. Полученные соотношения можно использовать также для анализа распространения упругого воздействия в многоступенчатых (“распределенных”) электромеханических и других системах (рисунок 3а, б).

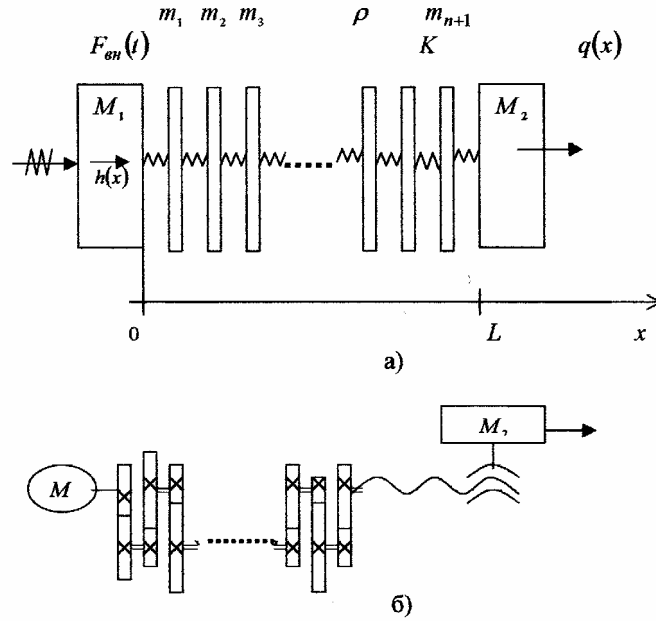


Рисунок 3.

Лемма 2. Для задачи (4а), в которой  $g(x) \equiv 0$ , при  $x \in [0, L]$ ,

$$u_x(0, t) = \frac{1}{c} \left( -\tilde{h}_{1t}(t) - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \left[ \tilde{h}_{1t} \left( t - \frac{(2k+2)L}{c} \right) - \tilde{h}_{2t} \left( t - \frac{(2k+1)L}{c} \right) \right] \right) + (-1)^{\left[ \frac{ct}{L} \right]} f_x(L\theta(ct, L)); \quad (9a)$$

$$u_x(L, t) = \frac{1}{c} \left( \tilde{h}_{2t}(t) + 2 \sum_{k=0}^{\infty} \left[ \tilde{h}_{2t} \left( t - \frac{(2k+2)L}{c} \right) - \tilde{h}_{1t} \left( t - \frac{(2k+1)L}{c} \right) \right] \right) + f_x(L(1-\theta(ct, L))), \quad (9б)$$

где  $[y]$  - целая часть  $y$ ,  $\theta(y, z)$  - остаток от деления  $y$  на  $z$ .

Доказательство (9а), (9б) есть непосредственное следствие (4б) при  $g(x) \equiv 0$ :

$$u_x(x, t) = \frac{1}{c} \left( \sum_{k=0}^{m_1} \left( -h_{1t} \left( t - \frac{x}{c} - \frac{2kL}{c} \right) \right) - \sum_{n=0}^{m_2} \left( -h_{2t} \left( t - \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c} \right) \right) \right) + \sum_{k=0}^{m_3} h_{2t} \left( t + \frac{x}{c} - \frac{(2k+1)L}{c} \right) - \sum_{k=0}^{m_4} h_{1t} \left( t + \frac{x}{c} - \frac{(2k+2)L}{c} \right) \right) +$$

$$+ \frac{(-1)^{m_5}}{2} (-f_t(ct - x - m_5L)) + \frac{(-1)^{m_6}}{2} f_t(ct + x - m_6L).$$

Отсюда с учетом (8а)-(8в) получаем формулу:

$$u_x(0, t) = \frac{1}{c} \left[ -h_{1t}(t) - 2 \sum_{k=1}^m h_{1t} \left( t - \frac{2kL}{c} \right) + 2 \sum_{k=0}^n h_{2t} \left( t - \frac{(2k+1)L}{c} \right) \right] + (-1)^m f_x(y):$$

$$u_x(L, t) = \frac{1}{c} \left[ h_{2t}(t) - 2 \sum_{k=L}^m h_{1t} \left( t - \frac{(2k+1)L}{c} \right) + 2 \sum_{k=1}^n h_{2t} \left( t - \frac{2kL}{c} \right) \right] - (-1)^n f_x(z):$$

что соответствует (9а), (9б). Лемма доказана.

Следствия 1. Следующая система уравнений (10а)-(10г), описывающая поведение системы (рис. 7а) имеет (нетривиальное при  $k > 0$ ,  $c > 0$  и  $|F_{\text{вн}}(t)| > 0$  почти всюду) решение  $h(t) \in C_2(R, R)$ ,  $g(t) \in C_2(R, R)$ ,  $u(x, t) \in C_2(R^2, R)$ :

$$\begin{cases} L_1 u(x, t) := u_{tt}(x, t) - c^2 u_{xx}(x, t) = 0; & (10а) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u(0, t) = h(t); \quad u(L, t) = q(t); & (10б) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u(x, 0) = 0; \quad u_t(x, 0) = 0; & (10в) \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_1 h_{tt}(t) = F_{\text{вн}}(t) - k u_x(0, t); & (10г) \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_2 q_{tt}(t) = k u_x(L, t); & (10д) \end{cases}$$

$$\begin{cases} h(0) = h_t(0) = q(0) = q_t(0) = 0; & (10е) \end{cases}$$

Доказательство. Подставляя (9а)-(9б) в (10г), (10д) получаем систему уравнений с задержкой:

$$\begin{cases} M_1 \tilde{h}_{tt}(t) = \frac{k}{c} \left( \tilde{h}_t(t) + 2 \sum_{n=0}^{\infty} [\tilde{h}_t(t - (2k+2)T) - \tilde{q}_t(t - (2k+1)T)] \right) + F_{\text{вн}}(t), \text{ при } t > 0; & (11а) \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_2 \tilde{q}_{tt}(t) = \frac{k}{c} \left( \tilde{q}_t(t) + 2 \sum_{n=0}^{\infty} [\tilde{q}_t(t - (2k+2)T) - \tilde{h}_t(t - (2k+1)T)] \right) \text{ при } t > 0; & (11б) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \tilde{h}(t) = \tilde{h}_t(t) = \tilde{q}(t) = \tilde{q}_t(t) = 0, \text{ при } t \leq 0, & (11в) \end{cases}$$

для функций  $\tilde{h}(t)$  и  $\tilde{q}(t)$  продолжающих  $h(t)$  и  $q(t)$  согласно (11в),  $T := \frac{L}{c}$ . В этой

системе можно для конечного интервала времени,  $[0, t_1]$ , ограничиться конечными суммами. В связи с этим существование единственного и нетривиального как несложно убедиться решение вытекает из теоремы 1 главы 2.2 (в (11а), (11б) входят только функции  $\tilde{h}_t$  и  $\tilde{q}_t$ , а  $\tilde{h}$  и  $\tilde{q}$  получаются с использованием (11в)). Тогда (10а)-(10в)

разрешены относительно  $u(x, t) \in C_2(R^2, R)$  с соблюдением формул (9а)-(9б). Следствие доказано.

Поведение передаточной системы при присутствии сил трения или других внешних сил  $w(x, t)$  (условно не зависящих от  $u(x, t)$ ) описывается следующей леммой.

Лемма 3. Решение задачи:

$$\begin{cases} L_1[u_*](x, t) = w(x, t), x \in [0, L], t \geq 0; & (12a) \\ u_*(x, 0) = f(x), x \in [0, L]; u_{*t}(x, 0) = q(x), x \in [0, L]; & (12б) \\ u_*(0, t) = h_1(t); u_*(L, t) = h_2(t), & (12в) \end{cases}$$

однозначно задается формулой:

$$u_*(x, t) = u(x, t) + u_0(x, t), \quad (13a)$$

где

1)  $u(x, t)$  задается (4б);

$$2) u_0(x, t) = \frac{1}{2c} \int_0^t \left( \int_{x-ct+cs}^{x+ct-cs} \tilde{w}(\xi, s) d\xi \right) ds; \quad (13б)$$

3)  $\tilde{w}(x, t)$  есть продолжение  $w(x, t)$ ,  $x \in [0, L]$  на  $R \times R$  путем “отражения” от прямых  $\{x = kL\}, k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$ :

$$\tilde{w}(x + kL, s) := \begin{cases} w(x, s), & \text{при } u \in \{1, 3, 5, \dots\} \cup \{-2, -4, \dots\} \\ w(L - x, s), & \text{при } u \in \{2, 4, 6, \dots\} \cup \{-1, -3, \dots\} \end{cases} \quad \forall x \in [0, L] \quad (13в)$$

Доказательство.

Пусть  $U(x, t, s)$  удовлетворяет соотношениям

$$\begin{cases} L_1[U](x, t, s) = 0 (\forall x \in [0, L], t \geq 0, s \geq 0); \\ U(x, 0, s) = 0; U_t(x, 0, s) = w(x, s) (\forall x \in [0, L], s \geq 0); \\ U(0, t, s) = 0; U(L, t, s) = 0 (\forall t \geq 0, s \geq 0), \end{cases}$$

т.е. является решением задачи вида (4а), определенными для всякой  $w(x, s) \in C_2(R^2, R)$  при фиксированном  $s$ .

Положим  $u_0(x, t) := \int_0^t U(x, t - s, s) ds$ .

Тогда

$$u_{t0}(x, t) = U(x, 0, t) + \int_0^t U_t(x, t - s, s) ds = \int_0^t U_t(x, t - s, s) ds;$$

$$u_{0tt}(x, t) = U_t(x, 0, t) + \int_0^t U_{tt}(x, t - s, s) ds;$$

$$u_{0xx}(x, t) = \int_0^t U_{xx}(x, t - s, s) ds,$$

откуда

$$L_1[u_0](x, t) = w(x, t) + \int_0^t L_1[U](x, t-s, s) ds = w(x, t), \forall x \in [0, L], t \geq 0 \quad (14)$$

Очевидно также, что  $u_0(x, 0) = 0$ ;  $u_{0t}(x, 0) = 0$ ;  $u_0(0, t) = 0$ ;  $u_0(L, t) = 0$  ( $\forall x \in [0, L], t \geq 0$ ). Тогда, в силу леммы 1  $u_*(x, t) = u(x, t) + u_0(x, t)$  является решением задачи (12a)-(12б).

Так как для  $U(x, t, s)$ , удовлетворяющей (14) имеем в силу леммы 1

$$U(x, t, s) = \frac{1}{2c} \int_{x-ct}^{x+ct} \tilde{w}(\xi, s) d\xi, \quad (15)$$

То используя (15) получаем (13б). Единственность решения вытекает из нижеследующей леммы 4. Лемма доказана.

Рассмотрим процессы перекачки энергии из внешней среды в энергию “канала”, и из “канала” во внешнюю среду. Рассмотрим задачу Коши

$$\begin{cases} L_1[U](x, t) = w(x, t) & (x \in D, t \geq 0); \\ U(x, 0) = f(x); \quad U_t(x, 0) = g(x), & (x \in D); \\ U(x, t) = h(x, t); \quad \text{или (вариант подстановки)} \\ U_x(x, t) = h^x(x, t) & (x \in \partial D, t \geq 0), \end{cases} \quad (16)$$

где 1)  $L_i = L_1$  или  $L_i = L_3$  (соответственно  $x \in R$  или  $x \in R^3$ ).

2)  $D$  – замкнутая ограниченная область с гладкой границей  $\partial D$ ;

3) Функции  $w, f, g, h, h^x$  дважды непрерывно дифференцируемы ( $h^x \in C_2(R^2, R)$  или  $h^x \in C_2(R^4, R^3)$ )

Рассмотрим энергию канала

$$E(x, t) := \frac{1}{2} \left( c^2 \sum_i u_{xi}^2 + u_t^2 \right) u$$

$$\frac{\partial E}{\partial t}(x, t) = c^2 \sum_i u_{xi} u_{xit} + u_t u_{tt}.$$

Имеем

$$\begin{aligned} u_t L_j[u] &= u_t (u_{tt} - c^2 u_{xx}) = \left( c^2 \sum_i u_{xi} u_t + u_t u_{tt} \right) - \\ &- c^2 \sum_i \frac{\partial}{\partial x^i} u_{x^2} u_t = \frac{\partial E}{\partial t}(x, t) - c^2 \sum_i \frac{\partial}{\partial x^i} u_{xi} u_t. \\ \iint_{\substack{x \in D \\ 0 \leq t \leq T}} u_t L_j[u] dx dt &= \int_{\substack{x \in D \\ t=T}} E dx - \int_{\substack{x \in D \\ t=0}} E dx - c^2 \int_{0 \leq t \leq T} \sum_i \int_{\partial D} u_{xi} \cos \varphi_n^i u_t ds dt = \end{aligned}$$

$$= \int_{\substack{x \in D \\ t=T}} E dx - \int_{\substack{x \in D \\ t=0}} E dx - c^2 \int_{0 \leq t \leq T} \int_{\partial D} \frac{\partial u}{\partial n} u_t ds dt, \quad (17)$$

где  $ds$  – элементарная площадка касательная к поверхности  $\partial D$ ;  $n$  – её нормальный вектор,  $\varphi$  – углы между  $n$  и  $ox^i, i=1,2,3$ .

Лемма 4. 1) Для задачи Коши (16) (одномерной при  $x \in R$  или многомерной при

$x \in R^h, L_n \square \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c \sum_{i=L}^n \frac{\partial^2}{(\partial x^i)^2}$ ) приращение энергии канала  $D$  равно работе внешних сил без интеграла потока энергии через границу  $\partial D$ :

$$\int_D E(x, T) dx - \int_D E(x, 0) dx = \int_0^T \int_D w(x, t) u_t(x, t) dx dt - c^2 \int_0^T \int_{\partial D} \frac{\partial u}{\partial n}(x, t) u_t(x, t) dx dt. \quad (18)$$

2) Решение задачи (16)  $u(x, t)$  единственно в классе  $C_2(R^{n+1}, R)$

Доказательство 1) (18) есть следствие (17), так как  $L_i[u](x, t) = w(x, t)$ .

2) Для разности двух решений  $u(x, t) = u_1(x, t) - u_2(x, t)$  получаем

$$u(x, 0) = 0; \quad u_t(x, 0) = 0; \quad (x \in D);$$

$$L_i[u](x, t) = 0 \quad (x \in D, t \geq 0);$$

$$u(x, t) = 0, \quad \text{при } u_x(x, t) = 0; \quad (x \in \partial D, t \geq 0). \quad (19)$$

Из (19) в частности следует в первом случае, что  $u_t(x, t) = 0; (x \in \partial D, t \geq 0)$ ; Тогда из

$$(18) \text{ получаем } \forall T \geq 0 \quad \int_D E(x, T) dx = 0 \text{ и значит } E(x, t) = 0.$$

Тогда

$$u(x, t) = u(x, 0) + \int_0^t u_t(x, t) dt = 0.$$

Лемма доказана.

Работа в условиях вязкостного трения пропорционального  $u_t$  или  $u_t^{1,5}$  может быть изучена с помощью следующего результата о существовании решения волнового уравнения с нелинейно зависящей от  $u_t$  правой частью.

Лемма 5. Пусть в задаче

$$\begin{cases} L_1[u](x, t) = H(u_t(x, t), x, t) (x \in D, t \geq 0); \\ u(x, 0) = f(x), u_t(x, 0) = g(x) (x \in D); \\ u(x, t) = h(x, t) \quad (x \in \partial D, t \geq 0); \\ H \in C_1(R^3, R), D := [0, L]; \partial D = \{0, L\} \end{cases} \quad (20)$$

Тогда решение  $u(x, t) \in C_2(R^2, R)$  существует и единственно в открытой (по  $t$ ) области причём либо  $t_* = +\infty$ , либо не существует конечного предела  $\lim_{t \rightarrow t_* - 0} u_t(x_*, t)$  для некоторой точки  $x_* \in D$ .

Доказательство. Пусть решение задачи (20)  $u_0(x, t)$  определено на множестве  $Q_0 = \{x \in D, t \in [0, t_0]\}$ , где  $t_0 \geq 0$ . Покажем, что существует  $\delta > 0$  такое, что решение  $u(x, t)$  задачи (20) определено также на множестве  $Q_\delta := \{x \in D, t \in [0, t_0 + \delta]\}$ . Найдём оценку Липшица  $\beta > 0$  функции  $H$  на множестве

$$Q := \left\{ (y, x, t), |y| < \max |u_{lt}(x, t)| + 1, x \in D, t \in [0, t_0 + 1] \right\}$$

где  $u_l(x, t)$  определено (22'), (22'а)-(22'в):

$$|H(v_1) - H(v_2)| \leq \beta \|v_1 - v_2\|, \text{ при } v_1 \in Q, v_2 \in Q. \quad (21)$$

$$\text{Положим } \mathcal{D} := \min \left\{ \frac{1}{2\beta}, 1, \frac{1}{2 \max_{v \in Q} H(v)} \right\}.$$

Определим  $u(x, t)$  на  $Q_\delta$  как предел итеративного процесса

$$\begin{aligned} u(x, t) &:= u_0(x, t) \quad ((x, t) \in Q_0); \\ u(x, t) &:= \lim_{k \rightarrow \infty} u_k(x, t) \quad ((x, t) \in Q_\delta); \end{aligned} \quad (22)$$

где

$$u_k(x, t) := u_0(x, t) \quad ((x, t) \in Q_\delta), \quad k = 1, 2, \dots; \quad (22')$$

$$\begin{cases} u_1(x, t) \text{ при } (x, t) \in Q_\delta \setminus Q_0 \text{ есть решение задачи} \\ L_1(u_1)(x, t) = 0 \quad (x \in D, t \geq t_0); & (22'а) \\ u_1(x, t_0) = u_0(x, t_0), \quad u_{1t}(x, t_0) = u_{0t}(x, t_0) \quad (x \in D); & (22'б) \\ u_1(x, t) = h(x, t) \quad (x \in \partial D, t \geq 0); & (22'в) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_{k+1}(x, t) \text{ при } (x, t) \in Q_\delta \setminus Q_0 \text{ есть решение задачи} \\ L_1[u_{k+1}](x, t) = H(u_{kt}(x, t), x, t) \quad ((x, t) \in Q_\delta \setminus Q_0); & (22''а) \\ u_{k+1}(x, t_0) = u_0(x, t_0), \quad u_{k+1t}(x, t_0) = u_{0t}(x, t_0) \quad (x \in D); & (22''б) \\ u_{k+1}(x, t) = h(x, t_0) \quad (x \in \partial D, t \geq 0); & (22''в) \\ k = 1, 2, \dots; \end{cases}$$

т. е. (см. (13), (13'))

$$u_{k+1}(x, t) := \frac{1}{2c} \int_{t_0}^t \left( \int_{x-ct+cs}^{x+ct-cs} \tilde{W}_k(\xi, s) d\xi \right) ds + u_1(x, t). \quad (23)$$

где  $\forall x \in [0, L]$



$$\tilde{W}_k(x + kL, s) := \begin{cases} H(u_{kt}(x, s), x, s), & \text{при } k \in \{1, 3, \dots\} \cup \{-2, -4, \dots\}; \\ H(u_{kt}(L-x, s), L-x, s), & \text{при } k \in \{2, 4, \dots\} \cup \{-1, -3, \dots\}; \end{cases} \quad (24)$$

Покажем, что предел (22) существует. Имеем

$$u_{k+1t}(x, t) = \frac{1}{2c} \int_{t_0}^t (\tilde{W}_k(x + ct - cs, s) + \tilde{W}_k(x - ct + cs, s)) ds + u_{1t}(x, t). \quad (25)$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} & \sup_{\substack{t \in [t_0, t_0 + \delta] \\ x \in D}} |u_{k+1t}(x, t) - u_{kt}(x, t)| \leq \\ & \leq \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_0 + \delta} |H(u_{kt}(\cdot, \cdot)) + H(u_{kt}(\cdot, \cdot)) - H(u_{k-1t}(\cdot, \cdot)) - H(u_{k-1t}(\cdot, \cdot))| ds \leq \\ & \leq \beta \delta \sup_{\substack{t \in [t_0, t_0 + \delta] \\ x \in D}} |u_{kt}(x, t) - u_{k-1t}(x, t)|. \end{aligned} \quad (26)$$

Отсюда вытекает существование предела

$$u_t(x, t) = 0 \text{ :- } \lim_{k \rightarrow \infty} u_{kt}(x, t) \text{ и тогда } u(x, t) = u(x, t_0) + \int_0^t u_t(x, t) dt, \text{ т. е. (22) существует.}$$

Несложно проверить, что  $u(x, t)$  ( $(x, t) \in Q_\delta$ ) есть искомое единственное продолжение  $u_0(x, t)$ . Так как оценка  $\beta > 0$  в (21) зависит только от размера множества  $Q$ , т.е. от величины  $u_t(x, t)$  и  $t$ , то отсюда следует утверждение леммы. Лемма доказана.

Теорема 1. Решение задачи.

$$\begin{cases} L_1[u](x, t) = H(u(x, t), u_t(x, t), u_x(x, t), x, t) & (x \in D, t \geq 0); \end{cases} \quad (27a)$$

$$\begin{cases} u(x, 0) = f(x), u_t(x, t) = g(x) & (x \in D) \end{cases} \quad (27б)$$

$$\begin{cases} u(x, t) = h(x, t) & (x \in \partial D, t \geq 0) \end{cases} \quad (27в)$$

где  $f, g, h$  из класса  $C_2; H \in C_1(\cdot, R)$ ;

$$D := [0, L], \quad \partial D := \{0, L\},$$

существует и единственно на множестве

$$Q_* := \{x \in D, t \in [0, t_*]\};$$

причём либо  $t_* = +\infty$ , либо существует  $x_* \in D$ , в которой не существует предела

$$\lim_{k \rightarrow \infty} u_{kt}(x_k, t_k) \text{ для } (x_k, t_k) \rightarrow (x_*, t_* - 0) \text{ и}$$

$$v_u(x, t) := (u(x, t), u_t(x, t), u_x(x, t)) \in R^{n+2} \quad (28)$$

Доказательство. Пусть  $u_0(x, t) \in C^2(\cdot, R)$ -решения (27) на множестве

$$Q_0 := \{x \in D, t \in [0, t_0]\}, \text{ где } t_0 \geq 0.$$

В частности при  $t_0 = 0$  требуется только выполнение условий (27б). Определим  $\beta > 0$  такое, что

$$\forall v_1 \in Q_1 \quad \forall v_2 \in Q_1 \quad |H(v_1) - H(v_2)| \leq \beta \|v_1 - v_2\|,$$

где

$$Q_1 := \{(v_u, x, t) \in R^{2n+3} : x \in D, t \in [0, t_0 + 1]\}$$

$$\|v_u\| \leq \sup_{\substack{x \in D \\ t \in [0, t_0 + 1]}} \|(u_1(x, t), u_{1t}(x, t), u_{1x}(x, t))\| + 1\}$$

$u_1(x, t)$  определено (22'), (22'а), (22'б) и (22'').

Так как  $D$  ограничено, то множество  $Q_1$  ограничено и выбор  $\beta > 0$ , для которого выполняются (29а)-(29б) всегда возможен.

Положим

$$\delta := \min \left\{ \frac{1}{2(h+2)\beta}, 1, \frac{1}{2 \max_{v \in Q_1} |H(v)|} \right\}. \quad (30)$$

На множестве

$$Q_\delta := \{x \in D, t \in [0, t_0 + \delta]\}$$

доопределим решение (27а) – (27б)  $u(x, t)$  как предел итеративного процесса  $\{u_k(x, t)\}$  определённого в точности также как (22) с помощью (22'), (22'а)-(22'в), (22'б), (22'в) и (вместо (22'а)) соотношением

$$L_1[u_{k+1}](x, t) = H(u_k, u_{kt}, u_{kx}, x, t) = H(v_{uk}(x, t), x, t) \quad ((x, t) \in Q_\delta \setminus Q_0) \quad (31)$$

Для  $u_{k+1}$ ,  $u_{k+1t}$  имеют место формулы (23), (25), где

$$\forall x \in [0, L]$$

$$\tilde{w}_k(x + kL, s) \begin{cases} H(v_{uk}(x, s), x, s), & \text{при } k \in \{1, 3, \dots\} \cup \{-2, -4, \dots\}; \\ H(v_{uk}(L - x, s), L - x, s), & \text{при } n \in \{2, 4, \dots\} \cup \{-1, -3, \dots\}; \end{cases} \quad (32)$$

$$v_{uk}(x, t) := (u_k(x, t), u_{kt}(x, t), u_{kx}(x, t)) \in R^{n+2}.$$

Для  $u_{k+1x}$  из (23) получаем

$$u_{k+1x}(x, t) = \frac{1}{2c} \int_{t_0}^t (\tilde{w}_k(x + ct - cs, s) - \tilde{w}_k(x - ct + cs, s)) ds + u_{1x}(x, t).$$

Отсюда для нормы  $\|v_u(x, t)\|_\delta := \sup_{(x, t) \in Q_\delta \setminus Q_0} \|v_u(x, t)\|$  получаем

$$\|v_{u_{k+1}} - v_{u_k}\|_\delta \leq \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_0 + \delta} \left| \int_{x-ct+cs}^{x+ct-cs} (\tilde{w}_k(\xi, s) - \tilde{w}_{k-1}(\xi, s)) d\xi \right| +$$

$$\begin{aligned}
 & + |\tilde{w}_k(x+ct-cs,s) + \tilde{w}_k(x-ct+cs,s) - \tilde{w}_{k-1}(x+ct-cs,s) - \tilde{w}_{k-1}(x-ct+cs,s)| + \\
 & + |\tilde{w}_k(x+ct-cs,s) - \tilde{w}_k(x-ct+cs,s) - \tilde{w}_{k-1}(x+ct-cs,s) + \tilde{w}_{k-1}(x-ct+cs,s)| ds \leq \\
 & \leq \frac{1}{2} \delta (\beta \delta + \beta + \beta) \|v_{uk} - v_{uk-1}\|_{\delta} \leq \frac{1}{4} \|v_{uk} - v_{uk-1}\|_{\delta} \leq \left(\frac{1}{4}\right)^{k-2} \|v_{u2} - v_{u1}\|. \quad (33)
 \end{aligned}$$

Отсюда следует, что предел

$$v_u(x,t) = \lim_{k \rightarrow \infty} v_{uk}(x,t)$$

существует, в предположении, что  $(v_{uk}(x,t), x, t) \in Q_1$ . Легко видеть, что данное условие выполняется в силу выбора  $\delta$  (30) и определения множества  $Q_1$ . Легко проверить, что первая компонента  $u(x,t)$  вектора  $v_u(x,t)$  является искомым решением, единственность которого в случае  $n=1$  вытекает из леммы 4. Из (30) видно так же, что  $\delta$  зависит от множества  $Q_1$ , на котором оценивается модуль  $|H(v)|$  и определяется оценка Липшица  $\beta > 0$  (см. (29)).  $Q_1$  полностью определяется величиной  $\|u_1(x,t), u_{1t}(x,t), u_{1x}(x,t)\|$  ( $x \in D, t \in [0, t_0 + 1]$ ).

Поэтому, если  $u_1, u_{1t}, u_{1x}$  ограничены, то обязательным условием отсутствия продолжения при некотором  $t=t_*$  является  $t_* = +\infty$ . Это завершает доказательство теоремы.

Рассмотрим трёхмерную задачу распространения ударной волны от поверхности золотника (см. рис. 1) и её воздействия на жидкость в прилегающих трубопроводах. Силы вязкостного трения при этом совершают некоторую работу, пропорциональную скорости движения. В связи с этим уравнение имеет вид  $L_3[u](x,t) = H(u_t(x,t), x, t)$ , где  $H$  - в общем случае нелинейная функция,  $x \in R$ .

Лемма 6. 1) Оператор

$$\Omega_r = h(x) := r \iint_{\|y\|=1} h(x+ry) ds$$

для произвольной  $h \in C_2(R^3, R)$  обладает свойством

$$\left( \frac{\partial^2}{(\partial x^1)^2} + \frac{\partial^2}{(\partial x^2)^2} + \frac{\partial^2}{(\partial x^3)^2} \right) \Omega_r h(x) = \frac{\partial^2}{\partial r^2} \Omega_r h(x).$$

В частности, если  $u(x,t)$  – решение (27'а)-(27'б), то

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial r^2} \Omega_r u(x,t) &= \Omega_r H(u(x,t), u_t(x,t), u_t(x,t), x, t) \quad (x \in R^3, t \geq 0, r > 0) \end{aligned} \right. \quad (34a)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \Omega_r u(x,0) &= \Omega_r f(x), \quad \Omega_r u_t(x,0) = \frac{\partial}{\partial t} [\Omega_r u](x,0) = \Omega_r g(x) \quad (x \in R^3, r > 0) \end{aligned} \right. \quad (34б)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \Omega_0 u(x,t) &= 0 \quad (x \in R^3, t \geq 0) \end{aligned} \right. \quad (34в)$$

причём  $u(x, t) = \frac{\partial}{\partial r} \Omega_0 u(x, t)$  (35)

2) Решение (27'а)-(27'б) при  $H(\cdot) \equiv 0$  имеет вид

$$u_0(x, t) = \frac{\partial}{\partial t} \left( t \iint_{\|y\|=1} f(x + cty) dS \right) + \frac{1}{c} \iint_{\|y\|=1} g(x + cty) dS. \quad (36)$$

3) Решение (27'а)-(27'б) есть сумма

$$u(x, t) = u_0(x, t) + u_*(x, t),$$

где

$$u_*(x, t) = \int_0^t \iint_{\|y\|=1} H([u, u_t, u_x](x + c(t-s)y, s), x + c(t-s)y, s) dS ds,$$

при дополнительном предположении, что решение  $u(x, t) \in C_2$  существует, если  $H(\cdot)$  зависит от  $(u, u_t, u_x)$ .

Доказательство. 1) Имеем (см. рис. 4) для произвольной функции  $h \in C_2(\mathbb{R}^3, \mathbb{R})$

$$\Delta \int_{\|y\|<r} \iint h(x+y) dy = \iint_{\|y\|=r} \sum_{i=1}^3 h_{x_i}(x+y) \frac{y^i}{\|y\|} ds = r^2 \iint_{\|y\|=1} \frac{\partial}{\partial r} h(x+ry) dS. \quad (37)$$

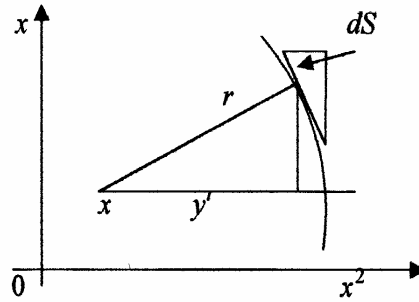


Рисунок 4

$$\frac{\partial}{\partial r} \int_{\|y\|<r} \iint h(x+y) dy = \iint_{\|y\|=r} h(x+y) dS = r^2 \iint_{\|y\|=1} \frac{\partial}{\partial r} h(x+ry) dS.$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} \Delta r &= \iint_{\|y\|<1} h(x+y) dS = \Delta \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_{\|y\|<r} \iint h(x+y) dy = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r^2 \iint_{\|y\|=1} \frac{\partial}{\partial r} h(x+ry) dS = \\ &= \frac{1}{r} 2r \frac{\partial}{\partial r} \iint h(\cdot) dS + \frac{r^2}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2} \iint \frac{\partial}{\partial r} h(\cdot) dS = 2 \frac{\partial}{\partial r} \left[ \iint \cdot + r \frac{\partial^2}{\partial r^2} \iint \cdot \right] = \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \iint \cdot + \iint \cdot \right) = \end{aligned}$$

$$= \frac{\partial^2}{\partial r^2} r \iint_{\|y\|=1} h(x+ry) dS, \quad (38)$$

т.е.  $\Delta \Omega_r h(x) = \frac{\partial^2}{\partial r^2} \Omega_r h(x)$ .

Легко проверить также соотношения (34б), (34в), (35)

2) Из леммы 1 получаем

$$\Omega_r = u_0(x, t) = \frac{1}{2} (\Omega_{r+ct} f(x) + \Omega_{r-ct} f(x)) + \frac{1}{2c} \int_{r-ct}^{r+ct} \Omega_\xi g(x) d\xi,$$

где по определению  $\Omega_{-r} h(x) := -\Omega_r h(x)$ , для  $r > 0$ . Отсюда из (35) следует (36).

3) Из доказательства леммы 3 (для случая  $L = +\infty$ ) вытекает, что  $\tilde{\Omega}_r(t) = \Omega_r^0(t) + \Omega_r^*(t)$  - решение задачи вида (34а)-(34в) рассматриваемой относительно некоторой функции  $\tilde{\Omega}_r(t) = \Omega_r u(x, t)$ , если  $\Omega_r^0(t) = \Omega_r u_0(x, t)$  и

$$\Omega_r^*(t) = \frac{1}{2c} \int_0^t \left( \int_{r-ct+cs}^{r+ct-cs} \Omega_\xi H(u(x, s), \dots, x, s) d\xi \right) ds, \quad (37)$$

где  $u(x, s) = \frac{\partial}{\partial r} (\Omega_r^0(t) + \Omega_r^*(t))|_{r=0}$ , и

$$\Omega_{-r} H(\cdot) := -\Omega_r H(\cdot), \text{ для } r > 0 \quad (38)$$

Тогда

$$u_*(x, t) = \frac{\partial}{\partial r} \Omega_r^*(t) \Big|_{r=0} = \int_0^t \iint_{\|y\|=1} H(\dots, x + c(t-s)y, s) dS ds - \text{частное решение задачи}$$

(37), (38). Лемма доказана.

Теорема 2. Решение задачи

$$\begin{cases} L_3[u](x, t) = H(u_t(x, t), u_x(x, t), x, t) & (x \in R^3, t \geq 0) \end{cases} \quad (27'а)$$

$$\begin{cases} u(x, 0) = f(x), & u_t(x, 0) = g(x) & (x \in R^3) \end{cases} \quad (27'б)$$

где  $f$  и  $g$  из  $C_2(R^3, R)$

$H(u_t, u_x, x, t) \in C_1(R^3, R)$  удовлетворяет условию Липшица на всяком ограниченном по  $(x, t)$  множестве

$$\exists \beta > 0 \forall R > 0 \forall (x, t) \|(x, t)\| < R \forall v_1 \forall v_2$$

$$|H(v_1, x, t) - H(v_2, x, t)| \leq \beta \|v_1 - v_2\|,$$

существует и единственно на множестве  $\{x \in R^3, t \geq 0\}$

Доказательство. Положим

$$H_R(v_u, x, t) = \xi_R(x) \cdot H(v_u, x, t),$$

где  $\xi_R(x) \in C_1(R^3, R)$  такое что

$$\begin{cases} 1, & \text{при } \|x\| \leq R-2; \\ \xi_R(x) = 0, & \text{при } \|x\| \geq R-1; \\ \theta \in [0,1], & \text{при } \|x\| \in [R-2, R-1]. \end{cases} \quad (39)$$

Выберем  $\delta := C^2/(8\beta^2)$ . Определим  $u_k(x, t)$  соотношениями (22'), (22'a), (22'б), (22"а), (22"б), при  $x \in R^3$  с оператором  $L_3$  вместо  $L_1$ ,  $D := R^3$ , и с  $H_R$  вместо  $H$ .

Тогда  $u_\Delta(x, t) := u_{k+1}(x, t) - u_k(x, t)$

удовлетворяет

$$L_3[u_\Delta](x, t) = H_R(v_{uk}(x, t), x, t) - H_R(v_{nk-1}(x, t), x, t),$$

где  $v_{uk}(x, t) := (u_{ki}(x, t), u_{kx}(x, t))$ .

Имеем (в точке  $(x, t)$ )

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{1}{2} u_{\Delta x^i}^2 + \sum_{i=1}^3 \frac{C^2}{2} u_{\Delta x^i}^2 \right) - C^2 \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x^i} (u_{\Delta i} u_{\Delta x^i}) = L_3[u_\Delta] u_t = \omega_\Delta u_t,$$

где  $\omega_\Delta(x, t) := H_R(v_{uk}(x, t), x, t) - H_R(v_{nk-1}(x, t), x, t)$

(см. доказательство леммы 4). Интегрируя по  $t$  от 0 до  $t_0 + T$ , или  $T < \delta$ , и по шару

$$B_R := \{x \in R^3 : \|x\| \leq R + C(t_0 + \delta)\}$$

получаем

$$\begin{aligned} & \int_{x \in B_R} E(x, t) dx - \int_{x \in B_R} E(x, q) dx - C^2 \int_0^T \int_{\|x\|=R+C(t_0+\delta)} \frac{\partial u_\Delta}{\partial n}(x, t) u_{\Delta t}(x, t) dx dt = \\ & = \int_0^T \int_{x \in B_R} \omega_\Delta(x, t) u_t(x, t) dx dt, \end{aligned}$$

т.е. по принципу (18) для  $u := u_\Delta$ ,  $\omega := \omega_\Delta$ ,

$$E := \frac{1}{2} u_{\Delta t}^2 + \sum_{i=1}^3 \frac{C^2}{2} u_{\Delta x^i}^2. \text{ Учитывая (39) и область зависимости частного решения от}$$

правой части (38), а также краевые условия в  $(x, 0)$  получаем

$$\int_{x \in B_R} E(x, t) dx = \int_0^T \int_{x \in B_R} \omega_{\Delta}(x, t) u_t(x, t) dx dt \leq$$

$$\leq \left( \int_0^T \int_{x \in B_R} \omega_{\Delta}^2(x, t) dx dt \right)^{1/2} \cdot \left( \int_0^T \int_{x \in B_R} u_t^2(x, t) dx dt \right)^{1/2}.$$

Отсюда следует

$$\int_{x \in B_R} E dx \leq \int_0^T \int_{x \in B_R} \omega_{\Delta}^2 dx dt \leq \int_0^T \int_{x \in B_R} \beta^2 \left( \sum_{i=1}^3 |u_{kx^i} - u_{k-1x^i}|^2 + |u_{kt} - u_{k-1t}|^2 \right) dx dt. \quad (40)$$

Таким образом,

$$\frac{C^2}{2} \sum_{i=1}^3 \|u_{k+1x^i} - u_{kx^i}\|_B + \|u_{k+1t} - u_{kt}\|_B \Big|_{t=T} \leq \beta^2 \int_0^T \left( \sum_{i=1}^3 \|u_{kx^i} - u_{k-1x^i}\|_B + \|u_{kt} - u_{k-1t}\|_B \right) dt,$$

где  $\|h(x)\|_B := \int_{x \in B_R} h^2(x) dx$ .

$$\text{Точка } k(v_{uk+1} v_{uk}) \leq \frac{2\beta^2 \delta}{C^2} k(v_{uk} - v_{uk-1}) \leq \left(\frac{1}{4}\right)^{k-2} k(v_{u_2} - v_{u_1}), \quad (41)$$

где  $k(v_u) := \max_{i \in \{1, \dots, n\}, t \in [0, t_0 + \delta]} \|v_u^2(x, t)\|_B$  - совместная для  $u_x$  и  $u_t$  норма.

Из (41) вытекает, что последовательность  $\{v_{uk}(x, t)\}$  сходится по норме  $k(\cdot)$  к поточечному пределу  $v_{u^*}(x, t) := \lim_{s \rightarrow \infty} v_{uk_s}(x, t)$ , для некоторой подпоследовательности

$\{v_{uk_s}, s = 1, 2, \dots\}$ . Точнее мы можем взять задающие интегралы Лебега последовательности простых (ступенчатых) функций и, беря диагональную последовательность, установить, что существует такая функция  $v_{u^*}(x, t)$ , при каждом  $t$  и равномерно по  $t$

$v_{uk} \xrightarrow{\mu} v_{u^*}$  по мере  $\mu := dx$ , а значит и равномерно всюду кроме множества  $D_\varepsilon$  сколь

угодно малой меры  $\mu(D_\varepsilon) < \varepsilon$  (см. [3]). Из равномерной сходимости  $v_{uk} \Rightarrow v_{u^*}$  легко следует, что  $v_{u^*}(x, t)$  непрерывно дифференцируема по  $x$  и  $t$  так как этим свойством обладают  $v_{uk}(x, t)$ .

Доопределив  $v_{u^*}(x, t)$  по непрерывности на множестве  $D_\varepsilon$  (рассматривая последовательность  $\varepsilon_s \rightarrow 0$ ) получим, как несложно проверить, функцию

$$v_u(x, t) = (v_u^1(x, t), \dots, v_u^n(x, t)),$$

и тогда

$$u_R(x, t) := f(x) + \int_0^t v_u^1(x, t) dt \quad (42)$$

удовлетворяет

$$L_3[u_R](x, t) = H_R(u_{Rt}(x, t), u_{Rk}(x, t), x, t) \cdot (x \in R^3, t \in [0, t_0 + \delta]). \quad (43)$$

По индукции продолжаем решение  $U_R(x, t)$  на все множество  $\{x \in R^3, t \geq 0\}$ . Построим теперь последовательность  $u_{Rk}(x, t) = u_{Rj}(x, t)$  на множестве  $\{(x, t) : \forall y (\|y\|=1) \forall s \in [0, t] \|x + c(t-s)y\| \leq \min\{R_k, R_j\}\}$ .

Отсюда следует, что предельная функция  $u(x, t) := \lim_{k \rightarrow \infty} u_{Rk}(x, t)$  удовлетворяет

(27'a) и, как несложно видеть, (27'b). Единственность решения вытекает из формулы (38). Действительно, рассмотрим решение  $u_R(x, t)$  (42), которое, как несложно проверить, представляется в виде (37) с функцией  $H_R$  вместо  $H$  в (38). Пусть  $\tilde{u}(x, t)$  - другое решение (27'a), (27'b) не равное построенному,  $\tilde{u}(x_*, f_*) \neq u(x_*, f_*)$

для некоторой  $(x_*, f_*) \in R^3 \times [0, +\infty)$ . Найдем тогда  $t_0 = \inf_{\{t: \tilde{u}(x_*, t) \neq u(x_*, t)\}} t$

и выберем  $T \in (t_0, t_0 + \frac{c^2}{8\beta^2})$  так, чтобы  $\tilde{u}(x_*, T) \neq u(x_*, T)$ . Положим

$R := \|x_*\| + ct_*$ . Тогда для  $u_\Delta := u - \tilde{u}$  выполняются соотношения

$$\begin{cases} L_3[u_\Delta] = H_R(u_t, u_x, x, t) - H_R(\tilde{u}_t, \tilde{u}_x, x, t) \cdot (x \in B_R, t \geq 0); & (44a) \\ u_\Delta(x, 0) = 0, u_{\Delta t}(x, 0) = 0 & (x \in B_R) & (44б) \end{cases}$$

Тогда имеет место оценка вида (40):

$$K(u_\Delta) \leq \frac{2}{c^2} \int_{t_0}^T \beta^2 K(u_\Delta),$$

откуда  $K(u_\Delta) \leq \left(\frac{1}{4}\right)^k K(u_\Delta)$  при произвольном  $k=1, 2, \dots$

Следовательно,  $u_\Delta(x, t) = 0$  ( $x \in B_R, t \in (t_0, T)$ ), что означает  $\tilde{u}(x_*, T) = u(x_*, T)$ , вопреки предположению. Теорема доказана.

Замечание. Формулу (38) можно использовать для исследования справедливости утверждения в точности аналогичного утверждению теоремы 1, но в случае зависимости правых частей только от функции  $U$ , т. е. для задачи

$$L_3[u](x, t) = H(u(x, t), x, t).$$

В этом случае в рассуждениях доказательства теоремы 1 вместо (23) используем формулу



$$u_{k+1}(x, t) = \int_0^t \iint_{\|y\|=1} H(u_k(x + c(t-s)y, s), x + c(t-s)y, s) dS ds,$$

что дает вместо (33) оценку

$$\|u_{k+1} - u_k\|_{\delta} \leq \int_0^t \iint_{\|y\|=1} \beta \|u_k - u_{k-1}\|_{\delta} dS ds,$$

где  $\beta$  - оценка Липшица  $H(u, x, t)$  по  $u$  (при  $\|x\| \leq R + c(t_0 + \delta)$ ) на множестве  $Q_1$ , определенном (28') с заменой  $v_u$  на  $u$ , а  $D$  - на  $R^3$ . Однако, так как  $\int h(t) dt$  может значительно превосходить или быть меньше  $\int h^2(t) dt$  для произвольной  $h \in C_2$  то проблематично существование решений уравнения

$$L_3[u](x, t) = H([u, u_t, u_x](x, t), x, t),$$

содержащего  $u(x, t)$  и одну из производных правой части даже в случае линейной по  $u, u_x, u_t$  функции  $H$ , а также в случае не линейной функции  $H([u_x, u_t](x, t), x, t)$ , например вида

$$L_3[u](x, t) = u_t^2(x, t). \quad (45)$$

В частности, из (38) вытекает, что если решение  $u(x, t)$ , удовлетворяющее  $L_3[u](x, t) = H(u_t(x, t))$  существует, то оно удовлетворяет соотношению

$$u_t(x, t) = H(u_t(x, t)) + \int_0^t \iint_{\|y\|=1} H_{u_t}(u_t(x + c(t-s)y)) u_{tt}(x + c(t-s)y) dS ds$$

Для уравнения (45) оно имеет вид

$$u_t(x, t) = u_t^2(x, t) + \int_0^t \iint_{\|y\|=1} [2u_t u_{tt}](x + c(t-s)y) dS ds.$$

Выводы.

1. Для распределенных систем имеет смысл (при приближенно равных массах и коэффициентах упругости и демпфирования и большом числе элементов) вычисление приближенной скорости передачи взаимодействия  $c = \sqrt{k/m}$ , где  $k$ -коэффициент упругости,  $m$  - приведенная к единице длины масса элементов. Это позволит приближенно определить рекомендуемые смещения  $\theta(t)$  передаваемого управления.

2. Гидравлические системы типа изображенных на рисунке 1, как составная часть сложных систем, работают подобно пружине - упругому элементу, с некоторым коэффициентом демпфирования, причем коэффициенты упругости и демпфирования зависят почти исключительно от упругости стенок трубопровода, рассматриваемого одинаково по всей длине. Иначе говоря, ввиду малой сжимаемости жидкости, эффект ее сжатия и распространения упругой волны является микроэффектом межмолекулярного взаимодействия. Он проявляется в виде звуковой волны и малосоизмерим с динамикой механических процессов системы.

УДК 621.9.025

**Федоров В.Л., Позняк Г.Г., Жедь О.В., Копылов В.В.**  
Российский университет дружбы народов, г. Москва, Россия

### **МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ИЗНОСА ТОКАРНЫХ РЕЗЦОВ ИЗ КУБИЧЕСКОГО НИТРИДА БОРА**

*Research of influence on wear of tools from cubic nitride of a boron of modes of cutting with allowance for of level of temperature in a zone of cutting and level of oscillations in a technological system.*

Высокая эффективность применения инструментов, оснащенных поликристаллами композита на основе КНБ обусловлена, прежде всего, благоприятным сочетанием свойств этих материалов: высокая твердость, в 2÷4 раза большая, чем у твердых сплавов; высокая теплостойкость – до 1300÷1400°С; достаточно высокая теплопроводность – до 100 Вт/м·°К, близкая к теплопроводности твердых сплавов; химическая инертность к железосодержащим сплавам; способность режущей кромки к самозатачиванию (радиус округления кромки не превышает 25÷50 мкм) на протяжении всего периода стойкости; достаточно высокая вязкость.

Однако остается открытым вопрос о физической природе изнашивания инструментов из КНБ. Многие исследователи отмечают две группы факторов, оказывающих несомненное влияние на износ и стойкость инструментов из КНБ: динамическое состояние технологической системы, определяющее условия механического нагружения режущей кромки, а также тепловые явления, обуславливающие адгезионно-усталостный, абразивный и диффузионный износ контактных поверхностей. Поэтому представляет практический интерес исследование зависимостей износа инструментов из КНБ от режимов резания с учетом уровня температуры в зоне резания и уровня колебаний в системе СИД.

В экспериментальных исследованиях использовались заготовки из наиболее распространенного в машиностроении серого чугуна СЧ20 твердостью 190÷220 НВ в виде дисков с наружным диаметром 180 мм, шириной 60 мм. Заготовки закреплялись на жесткой оправке. Перед проведением опытов с целью устранения неравномерности припуска каждая заготовка протачивалась по наружной поверхности и торцу.

Обработка заготовок осуществлялась без применения СОЖ. В качестве инструментов использовались сборные резцы, оснащенные перетачиваемыми вставками из композита 01 и композита 05. Режимы обработки задавались в пределах: скорость резания 100÷1000 м/мин, подача 0,05÷0,2 мм/об, глубина резания 0,1÷0,7 мм.

Геометрические параметры резцов составляли:  $\varphi = 45^\circ$ ,  $\varphi_1 = 15^\circ$ ,  $\gamma = -6^\circ$ ,  $\alpha = 6^\circ$ ,  $r = 0,4$  мм. Перед выполнением основных экспериментальных исследований в соответствии с методикой ТУ2-035-811-81 в условиях точения образцов из закаленной стали ХВГ ГОСТ 5950-73 все режущие элементы подвергались ускоренным отборочным испытаниям. Твердость образцов при испытаниях режущих элементов из композита 01 составляла 60...64 HRC, из композита 05 – 50...55 HRC. Продолжительность испытания (время точения) – 60 с. Режимы резания при испытаниях: скорость резания 155÷170 м/мин, подача 0,07 мм/об, глубина резания 0,2 мм. Для последующих испытаний отбирались режущие элементы, имевшие после отборочных испытаний износ по задней поверхности не более  $h_z = 0,15$  мм.

Кубический нитрид бора – неэлектропроводный материал, поэтому для измерения температуры в зоне резания не может быть применен традиционный метод термопар. Для измерения температуры использовали пирометрический метод, позволяющий оценить температуру стружки в месте ее отделения от передней поверхности резца. Инфракрасный пирометр на базе фотодиода ФД-3 позволил регистрировать тепловое излучение с площади порядка  $0,01 \text{ мм}^2$  с постоянной времени  $2 \cdot 10^{-6} \text{ с}$ . При использовании инструментов из КНБ, обладающих, как правило, меньшей теплопроводностью по сравнению с твердыми сплавами, доля тепла, отводимого со стружкой, может достигать 90÷95% от общего количества выделяющегося тепла. При достаточно тонких стружках (толщина среза менее 0,15 мм) и высоких скоростях резания разница между средней температурой поверхности трения, по результатам исследований профессора А.Я. Малкина [1], даже при использовании твердосплавных резцов составляет 10÷20%. Очевидно, что для условий чистового точения резцом из КНБ с главным углом в плане  $45^\circ$  и подачи до 0,2 мм эта разница будет еще меньше. Поэтому измеренные с помощью пирометра значения температуры стружки в месте ее отрыва от передней поверхности можно с учетом указанной разницы считать некоторой усредненной температурой в зоне резания. Как показывают результаты исследований, при обработке чугуна с достаточно большими скоростями резания износ резцов происходит по задней и (частично) по передней поверхностям. Это позволяет предположить, что на задней поверхности инструмента температура будет несколько выше, чем на передней, как это обычно наблюдается в условиях образования стружки надлома. Однако тот факт, что в процессе резания происходит округление режущей кромки, свидетельствует в пользу того, что значения контактных температур на задней поверхности резца и в зоне его вершины различаются не очень сильно, поэтому с достаточной точностью можно оценивать усредненную температуру в зоне резания по измеренной пирометром температуре стружки.

Известно [2], что на стойкость инструментов, в т.ч. из КНБ, оказывают влияние так называемые высокочастотные колебания, близкие к собственной частоте режущего элемента. Поэтому из всего спектра колебаний в процессе резания основное внимание уделялось именно таким колебаниям в направлении скорости резания.

Для измерения частоты и амплитуды колебаний резца в процессе резания использовали измерительную систему на базе виброизмерительного комплекта RFT. В качестве датчика колебаний использовали малогабаритный высокочувствительный акселерометр KD91 с собственной частотой колебаний 50 кГц, что позволило уверенно регистрировать колебания в диапазоне 2÷10 кГц, близкие к собственным частотам державки резца, режущего элемента и элементов его крепления. Вылет державки составлял 20 мм. Датчик был неподвижно закреплен на нижней плоскости державки на расстоянии 12 мм от вершины.

В ходе проведения предварительных опытов было установлено, что значения доминирующих частот при изменении режимов резания практически не изменяются. Поэтому дальнейший анализ взаимосвязи износа инструментов из КНБ и параметров их колебаний сводится лишь к анализу размаха колебаний на частоте державки.

Работоспособность резцов из КНБ оценивали по интенсивности изнашивания  $\Delta h_z / \Delta \tau$ , где  $\Delta h_z$  - приращение износа по задней поверхности,  $\Delta \tau$  - интервал времени резания, соответствующий приращению  $\Delta h_z$ . Статистическая обработка результа-

тов предварительных испытаний показала, что такая оценка справедлива в диапазоне  $h_3 = 0,15 \div 0,4$  мм с доверительным интервалом  $10 \div 15\%$  при доверительной вероятности 0,95.

Математическая обработка результатов экспериментального исследования позволила выразить зависимости интенсивности изнашивания, температуры в зоне резания и размаха колебаний в виде степенных уравнений типа  $F_i = C_i \cdot v^{X_i} \cdot s^{Y_i} \cdot t^{Z_i}$ . Значения постоянных коэффициентов  $C_i$  и показателей степени  $x_i$ ,  $y_i$  и  $z_i$  приведены в таблице.

Таблица

Интенсивность изнашивания $\Delta h_3 / \Delta t$ , мкм/мин				
Композит	C	x	y	z
01	0,09	0,61	0,20	0,12
05	0,34	0,47	0,18	0,15
Температура $\Theta$ , °C				
Композит	C	x	y	z
01	116	0,27	0,15	0,03
05	77	0,31	0,13	0,05
Размах колебаний $z_d$ , мкм				
Композит	C	x	y	z
01	1,20	-0,07	0,09	0,76
05	0,21	0,17	0,02	0,81

Установлено, что с увеличением скорости резания размах колебаний на собственных частотах державки монотонно увеличивается, причем в зоне высоких скоростей резания интенсивность этого увеличения несколько выше. Различия между отдельными марками композита с точки зрения размаха колебаний на этих частотах обнаружить не удалось.

На рис.1 представлена поверхность отклика, построенная по уравнению (1), показывающая влияние скорости резания и глубины резания на размах колебаний реза. На рис.2 представлена поверхность отклика, характеризующая влияние глубины резания и подачи на размах колебаний. Анализ этих зависимостей и результатов однофакторных экспериментов свидетельствует о том, что при увеличении подачи размах колебаний на частоте державки плавно уменьшается. Если при увеличении скорости резания в 10 раз (от 100 до 1000 м/мин) размах колебаний увеличивается примерно в 2 раза, то при увеличении подачи в 4 раза размах колебаний уменьшается тоже примерно в 2 раза. Противоположный характер имеет влияние скорости резания и подачи на шероховатость обработанной поверхности. Наиболее заметное влияние на увеличение размаха колебаний оказывает глубина резания, однако, она практически не влияет на шероховатость поверхности. При чистовой обработке чугунов резами из композитов следует работать с минимальной глубиной резания, а подачу и скорость резания можно оптимизировать с учетом их противоположного влияния на размах колебаний и шероховатость обработанной поверхности.

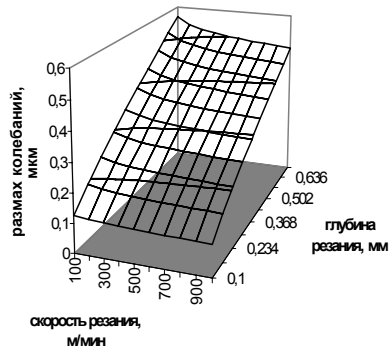


Рис.1 - Влияние глубины и скорости резания на размах колебаний резца

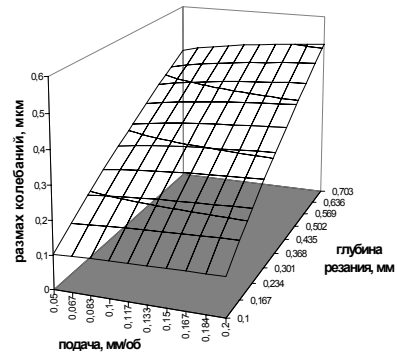


Рис.2 - Влияние глубины резания и подачи на размах колебаний резца

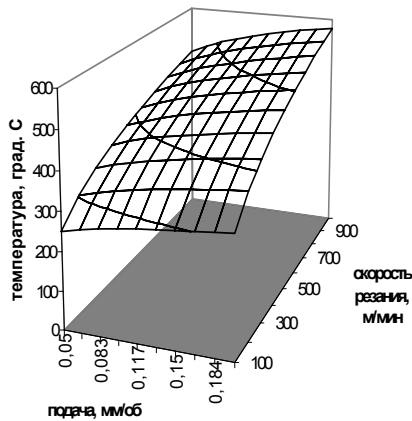


Рис.3 - Влияние скорости резания и подачи на температуру в зоне резания

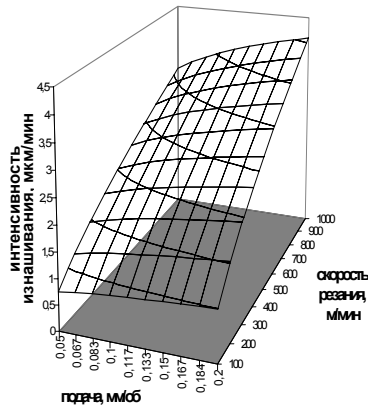


Рис.4 - Влияние скорости резания и подачи на интенсивность изнашивания

На рис.3 представлена поверхность отклика, характеризующая влияние скорости резания и подачи на температуру в зоне резания. Установлено, что наибольшее влияние на температуру оказывает скорость резания, причем с увеличением скорости ее влияние на температуру уменьшается. Меньшее влияние на температуру резания оказывают подача и глубина резания, причем степень влияния подачи больше, чем степень влияния глубины резания. При этом значения температуры в зоне резания для композита 05, обладающего большей теплопроводностью, выше, чем для композита 01.

На рис.4 представлена поверхню відклику, що характеризує вплив швидкості різання та подачі на інтенсивність зносу різців з КНБ. Як випливає з графіка, збільшення швидкості різання в 10 раз від 100 до 1000 м/хв призводить до монотонного збільшення інтенсивності изнашивания, причому для критерію  $\Delta h_z = 0,4$  мм зменшення стійкості на цьому інтервалі швидкостей становить для композиту 01 – 2,8 рази, а для композиту 05 – 4,5 рази. Більш зносостійкий композит 01 менше підвразнюється впливу швидкості різання, ніж композит 05. Вплив подачі на інтенсивність изнашивания різців з КНБ суттєво нижче (в діапазоні малих подач), ніж вплив швидкості різання. При цьому інтенсивність изнашивания різців з композиту 01 нижче, ніж різців з композиту 05. Зміна глибини різання в меншій ступені впливає на інтенсивність изнашивания різців з КНБ, ніж зміна подачі. Збільшення срезаного шару в 7 раз за рахунок зміни глибини різання від 0,1 до 0,7 мм призводить до збільшення інтенсивності изнашивания не більше, ніж на 25%.

Аналіз експериментальних результатів по впливу розмаху коливань та температури в зоні різання на інтенсивність изнашивания різців з КНБ показує, що швидкість різання в більшій ступені впливає на інтенсивність изнашивания різців, ніж розмах коливань на частоті державки різця. З цього можна зробити висновок, що однозначної зв'язи між інтенсивністю изнашивания та розмахом коливань різця не існує. Якщо порівняти між собою два діапазони зміни швидкості різання 100÷400 м/хв та 800÷1000 м/хв, то виявляється, що в першому діапазоні інтенсивність изнашивания збільшується на 67%, розмах коливань – на 5%, в той час як температура в зоні різання збільшується на 45%. У другому діапазоні аналогічне по величині збільшення інтенсивності изнашивания відбувається при збільшенні розмаху коливань на 23% та збільшенні температури всього на 28%. Ці цифри дозволяють зробити висновок про те, що ступінь впливу розмаху коливань різців з КНБ на інтенсивність їх изнашивания більше, ніж ступінь впливу теплових факторів при порівняльно низьких швидкостях, т.е. при порівняльно низьких значеннях температури в зоні різання. В діапазоні високих температур вплив теплових факторів проявляється в більшій ступені.

#### Література

1. Грановський Г.І., Грудов П.П., Кривоухов В.Л. та др. Різання металів. – М.: Машгиз, 1954. – 472 с.
2. Федоров В.Л., Шустиков А.Д., Дручинин А.Н. Вплив високочастотних коливань на знос різців з композиту 01 // Алмази та сверхтверді матеріали. – М.: НИИМаш, 1980, Вип.11. – С.3-5.

С.Л. Миранцов

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН ОТРЕЗНЫХ РЕЗЦОВ

*In the given paper the problems of account of durability of a cutting part of cutoff blades for heavy machine tools are considered. The mathematical model for definition of equivalent powers originating in a slice of a cutter at cutting is offered.*

Исследования напряженно-деформированного состояния твердосплавных пластин для отрезных резцов создают предпосылки для выбора режимов резания материала режущей части, геометрических и конструктивных параметров, обеспечивающих надежность работы инструмента в условиях тяжелого машиностроения.

Определение напряжений в режущих пластинах отрезных резцов производилось при помощи метода конечных элементов [1]. Режущая пластина отрезного резца рассматривалась при этом как трехмерная конструкция сложной формы. Современные сборные конструкции металлорежущих инструментов для тяжелых станков, характеризуются сложными фасонными поверхностями передних и опорных поверхностей твердосплавных пластин, что обуславливает необходимость применения форм конечных элементов, которые в более полной мере могут воспроизводить конструктивные особенности режущей пластины. В качестве конечных элементов для дискретизации пластин использовались восьми узловые изопараметрические элементы в форме произвольного параллелепипеда, а также двадцати узловые параллелепипеды с криволинейными гранями (рисунок 1) [2].

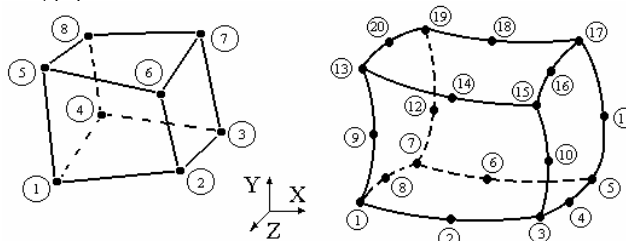


Рисунок 1. – Конечные элементы сложной пространственной конфигурации.

Для расчетов была принята расчетная схема и система координат, приведенная на рисунке 2. Искомые параметры напряженно-деформированного состояния режущей пластины  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$ ,  $\tau_{zx}$ ,  $\sigma_s$  определялись вблизи передней поверхности. Анализ напряженно-деформированного состояния рассматриваемого объекта производился по эквивалентным напряжениям  $\sigma_s$ , определенным в трех продольных сечениях, вблизи вспомогательных задних поверхностей и по середине пластины.

Нагрузка от силы резания прикладывалась к передней и задней поверхностям пластины в направлении действия составляющих силы резания  $P_z$ ,  $P_y$ , кроме того, учитывалось трение вспомогательных режущих кромок о стенки прорезаемой канавки и силы упругого последействия стенок канавки. Величина составляющих силы резания определялась согласно общемашиностроительным режимам резания для тяжелых станков [3].

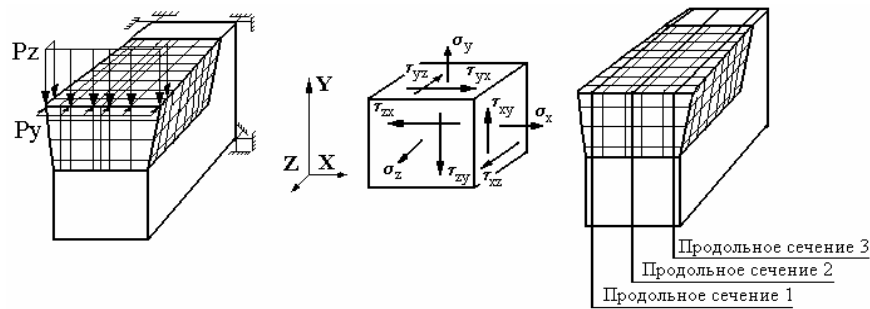


Рисунок 2. - Расчетная схема режущей части отрезного резца.

При расчете эквивалентных напряжений варьировались конструктивные параметры пластины отрезного резца и нагрузка, действующая на режущую часть. Диапазон варьирования длины пластины  $b$  составлял 10...25мм, толщины  $s$  – 5...20мм и диапазон ширины  $l$  составлял 12...24мм. В качестве силового фактора выступала полная сила резания, которая изменялась от  $P$  до  $2P$ .

При анализе напряженно-деформированного состояния в качестве критерия прочности принимался критерий Писаренко – Лебедева, уточненный В.А. Остафьевым. С учетом предельного состояния материала, эквивалентные напряжения определяются зависимостью (для сплавов  $WC-TiC-Co$  при температуре до  $700C^\circ$ )

$$\sigma_3 = 0.18 \sigma_i + 0.82 \sigma_1 \cdot 0.7^{1-(\sigma_1+\sigma_3+\sigma_3)/\sigma_1} \leq [\sigma_p];$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения, МПа;  $\sigma_1$  – интенсивность напряжений, МПа.

В качестве примера на рисунке 3 представлены графики распределения эквивалентных напряжений в зависимости от толщины  $s$ .

Анализ представленных зависимостей показывает, что эквивалентные напряжения вблизи передней поверхности режущей пластины имеют сложное распределение, подчиняющееся некоторому закону, и зависят от конструктивных параметров режущей части. По мере удаления от главной режущей кромки эквивалентные напряжения увеличиваются, достигая экстремального значения за зоной контакта стружки с передней поверхностью, после чего монотонно уменьшаются по величине. Наличие точки перегиба (экстремального значения) вне контактной зоны связано с перераспределением нормальных напряжений и переходом напряжений сжимающих в контактной зоне в растягивающие за ее пределами. Зона, где наблюдаются экстремальные значения эквивалентных напряжений, является опасным сечением, поэтому анализ напряженного состояния пластин проводился в данной области.

Из представленных графиков видно, что при увеличении толщины пластины величина эквивалентных напряжений в опасном сечении уменьшается, по некоторому закону, близкому к логарифмическому. При увеличении длины  $b$  ширины  $s$  пластины и силы резания  $P$  характер распределения и изменения эквивалентных напряжений полностью сходен с выше описанными зависимостями.



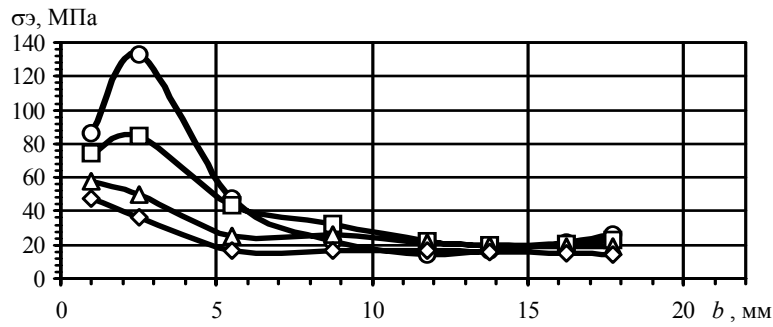


Рисунок 3. Распределение эквивалентных напряжений  $\sigma_э$ , в зависимости от толщины пластины вблизи передней поверхности в продольном сечении 2.

( $\circ$  –  $s=5$ мм;  $\square$  –  $s=10$ мм;  $\triangle$  –  $s=15$ мм;  $\diamond$  –  $s=20$ мм;)

Для аналитического описания влияния рассматриваемых факторов на напряженно-деформированное состояние получены следующие математические модели.

$$\sigma_{э13} = 0,32 \cdot l^{-0,51} \cdot b^{-0,59} \cdot s^{-0,32} \cdot P^{1,0} \quad (1)$$

$$\sigma_{э2} = 2,75 \cdot l^{-1,14} \cdot b^{-0,26} \cdot s^{-0,94} \cdot P^{1,0} \quad (2)$$

Для получения уравнений (1) и (2) использовался логарифмический масштаб факторов. Для вычислений использовался пакет Microsoft Excel 97 и встроенная функция *ЛИНЕЙН()*, возвращающая коэффициенты уравнения линейной регрессии, а также статистические критерии адекватности модели. Окончательное выражение получено потенцированием уравнения регрессии. В качестве примера на рисунке 4 представлен график зависимости эквивалентных напряжений в зависимости от длины и ширины пластины, рассчитанных по (1) и (2).

На рисунке 5 приведено сравнение эквивалентных напряжений, полученных в результате расчета методом конечных элементов и рассчитанных по выражениям (1) и (2), в зависимости от толщины пластины.

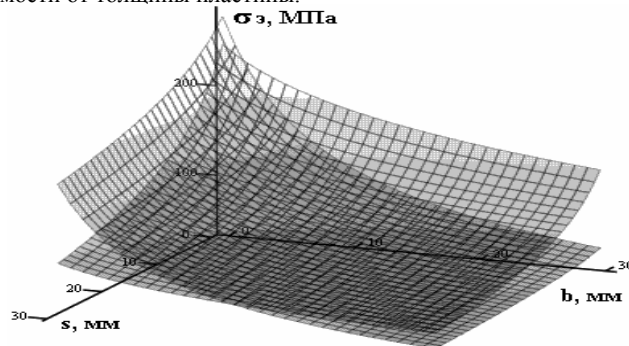


Рисунок 4. - График зависимости эквивалентных напряжений в опасном сечении пластины от длины  $b$  и толщины  $s$  пластины.  $l=10$ мм;  $P=12000$ Н

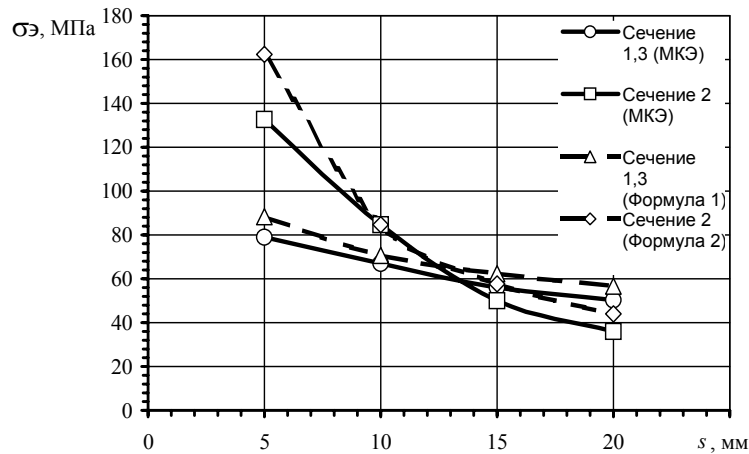


Рисунок. 5. Сравнение зависимостей эквивалентных напряжений в области экстремальных значений в продольных сечениях 1,3 и 2 от толщины пластины, полученных при помощи МКЭ и формул (1) и (2).

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Эквивалентные напряжения в опасном сечении пластины изменяется прямо пропорционально изменению действующих в процессе резания усилий. Конструктивные параметры режущей части отрезных резцов для тяжелых станков оказывают влияние на величину и характер распределения возникающих нормальных и эквивалентных напряжений. С увеличением длины толщины и ширины режущей пластины происходит снижение эквивалентных напряжений в опасном сечении. Наибольшее влияние на величину эквивалентных напряжений в опасном сечении пластины оказывают действующая в процессе резания нагрузка и ширина  $l$ . Для определения экстремальных значений эквивалентных напряжений в опасном сечении пластины предлагается математические модели (1) и (2).

#### Литература

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике: Пер. с англ. - М., 1975.
2. Гузенко В.С., Зиновьев Н.И., Миранцов С.Л. Особенности расчета прочности режущих элементов сложной пространственной конфигурации. //Резание и инструмент в технологических системах. Вып. 53. – Харьков: ХБПУ, 1999. – с.30-34.
3. Общемашиностроительные нормативы режимов резания. Токарные и карусельные работы. (Выбор инструмента, режимов резания, определение расхода инструмента). Москва, 1985.
4. Остафьев В. А. Расчет динамической прочности режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1979. – 168с.

**А. Ф. Еникеев, А.В. Разживин, Т.В. Парамонова**  
Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

### ОПТИМИЗАЦИЯ ЧЕРНОВОГО ЦИКЛА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА АЛМАЗНОГО ШЛИФОВАНИЯ

*The method of the solution of a problem of non-linear programming on the basis of static optimization of a master schedule of diamond grinding is offered*

Для статической оптимизации режимов алмазного шлифования в машиностроении наиболее часто используются критерии производительности и себестоимости. При оптимизации по этим критериям находят режимы шлифования, которые обеспечивают максимальные (в первом случае) и минимальные (во втором случае) их значения в определенных производственных условиях.

Время обработки деталей за период стойкости инструмента состоит из: времени обработки ( $T_{обр}$ ) и вспомогательного времени ( $T_{см}$ ), затрачиваемого на смену заготовок. Следовательно, объемную производительность процесса алмазного шлифования можно оценить с помощью следующего выражения

$$P_V = \frac{V}{T_{обр} + T_{см}}, \quad (1)$$

где  $V$  – объем припуска, снятого за цикл использования инструмента.

$$V = h_1 b_1 N_\partial = h_1 b_1 \frac{T_{обр}}{T_\partial}, \quad (2)$$

где  $h_1$  и  $b_1$  – соответственно глубина и ширина резания;  $N_\partial$  – количество деталей, обработанных станком за период стойкости инструмента;  $T_\partial$  – время обработки одной детали.

В выражение для критерия объемной производительности технологического процесса алмазного шлифования входит период стойкости абразивного инструмента. Этот параметр выражается через технологические режимы шлифования следующей эмпирической формулой [1]

$$T = 318 \frac{C_U K_U D}{n S_{поп} h_1 b_1}, \quad (3)$$

где  $C_U$ ,  $K_U$  – постоянные коэффициенты, зависящие от свойств обрабатываемых материалов, режущей способности шлифовального круга и типа СОЖ [2];  $n$  – частота вращения круга;  $D$  – диаметр круга;  $S_{поп}$  – величина поперечной подачи инструмента.

После подстановки выражения (3) в формулу (1) и несложных преобразований с учетом зависимости (2) имеем

$$P_V = \frac{h_1 b_1}{T_\delta (1 + T_{cm} \frac{n S_{non} h_1 b_1}{318 C_U K_U D})}. \quad (4)$$

Статическая оптимизация режимов алмазного шлифования связана с нахождением максимума критерия объемной производительности, описанного формулой (4).

Стоимость единицы объема металла, снимаемого за период стойкости инструмента, можно выразить следующей формулой

$$З = \frac{C_1 + C_2 (T_{обр} + T_{cm})}{V},$$

где  $C_1$  – стоимость шлифовального круга,  $C_2$  – стоимость электрической энергии, потребленной шлифовальным станком за единицу времени.

После подстановки в последнее уравнение формул (2) и (3) и несложных преобразований получим выражение для критерия стоимости в следующем виде

$$З = \frac{T_\delta \left[ \frac{n S_{non} h_1 b_1}{318 C_U K_U D} (C_1 + C_2 T_{cm}) + C_2 \right]}{h_1 b_1}. \quad (5)$$

Статическая оптимизация технологических режимов алмазного шлифования связана с поиском минимума критерия стоимости. Формулы (4) и (5) получены для случая алмазного шлифования с постоянной глубиной и шириной резания.

При оптимизации технологического процесса алмазного шлифования по полученным критериям следует учитывать конструктивные особенности станка. В качестве регулируемых параметров заточного станка модели ЗВ624 можно выбрать скорость вращения ( $f_{кр}$ ) и поперечную подачу шлифовального круга. Построим области ограничений на регулируемые параметры объекта управления.

Скорость вращения шлифовального круга зависит от типа и мощности двигателя, передаточного отношения редуктора (если он имеется), напряжения питающей сети и величины радиальной составляющей силы резания ( $R_z$ ). Скорость вращения шлифовального круга должна быть больше величины  $f_{min}$ , при которой резко ухудшаются условия стружкообразования и снижается производительность шлифования. Сверху этот технологический параметр ограничен величиной скорости резания, при превышении которой происходит разрушение алмазных зерен вследствие их перегрева. Следовательно, диапазон скоростей вращения шлифовального круга ограничен сверху и снизу

$$f_{min} \leq f_{кр} \leq f_{max}. \quad (6)$$

В работе [3] установлено, что диапазон изменений величины поперечной подачи шлифовального круга ограничен условием достижения заданных показателей качества обработанной поверхности. Следовательно, на этапе чернового шлифования диапазон изменений поперечной подачи так же ограничен сверху и снизу

$$S_{min} \leq S_{non} \leq S_{don}. \quad (7)$$

Третьей кривой, задающей область ограничений, является зависимость  $S_{non} = F(f_{кр})$ . В работе [4] получено уравнение, связывающее безразмерное сопротивление межэлектродного промежутка с поперечной подачей

$$\bar{R}_3^* = 3.03 - 60S_{non} + 328S_{non}^2. \quad (8)$$

Представляет интерес установление математической зависимости между сопротивлением промежутка и скоростью вращения шлифовального круга. Для этого выполнены экспериментальные исследования, результаты которых приведены в таблице.

Таблица – Средние значения сопротивления межэлектродного промежутка

$f_{кр}$ , Гц	350	700	1050	1400	1750	2100
$R_3$ , Ом	48.0	34.0	27.5	29.5	33.5	37.0

Условия эксперимента:

1. обрабатываемый материал ВК-8;
2. тип круга 4К АС6 100/80-М1-100%, размеры 40/16/6;
3. частотомер 43-32 и потенциометр Р50-6.

После обработки данных табл. 1 в соответствии с методикой работы [5] имеем

$$\bar{R}_3^* = 1.77 - 1.46 \cdot 10^{-3} f_{кр} + 0.57 \cdot 10^{-6} f_{кр}^2.$$

Последнее уравнение совместно с выражением (8) дают

$$0.07 f_{кр}^2 - 40.18 \cdot 10^6 S_{non}^2 + 7.35 \cdot 10^6 S_{non} - f_{кр} - 154.35 \cdot 10^3 = 0.$$

Приведем последнее уравнение к каноническому виду. Этим уравнением задана кривая второго порядка, которая имеет следующие инварианты:  $A=4.35 \cdot 10^6 > 0$ ;  $I=-40.18 \cdot 10^6 < 0$ ;  $D=-2.81 \cdot 10^6 < 0$ . Следовательно, имеем гиперболу

$$\frac{f_{кр}}{a^2} - \frac{S_{non}^2}{b^2} = 1, \quad (9)$$

где  $a^2 = -\frac{1}{\lambda} \frac{A}{D} = -\frac{A}{\lambda_1^2 \lambda_2}$ ,  $b^2 = \frac{1}{\lambda_2} \frac{A}{D} = \frac{A}{\lambda_1 \lambda_2^2}$ .

В этих выражениях  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  - корни характеристического уравнения

$$\lambda_1 - I\lambda_2 + D = 0.$$

На основании выше изложенного область ограничений на регулируемые технологические параметры описывается следующей системой уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{min} \leq f_{кр} \leq f_{max} \\ S_{min} \leq S_{non} \leq S_{don} \\ \frac{f_{кр}^2}{a^2} - \frac{S_{non}^2}{b^2} = 1 \end{array} \right. \quad (10)$$

Статическая оптимизация технологического процесса алмазного шлифования сведена к задаче нелинейного программирования. Сущность этой задачи состоит в следующем: поиск глобального оптимума целевых функций (4) и (5) в области огра-

ничений (10) при произвольно заданном припуске  $h$ . Текущий припуск  $h_1$  на этапе черного шлифования изменяется по следующему закону

$$h_1 = h - S_{non} \cdot N,$$

где  $N=0,1,2,\dots$  - количество двойных ходов, совершенных инструментом за время ( $T_1$ ) выполнения цикла черного шлифования.

С учетом этого выражения целевые функции приобретают следующий вид:

$$\Pi_V = \frac{b_1(h - S_{non} \cdot N)}{T_1[1 + A_1 f_{кр} S_{non} (h - S_{non} \cdot N)]}, \quad (11)$$

$$З = \frac{T_1[A_1 f_{кр} S_{non} (\frac{C_1}{T_{см}} + C_2)(h - S_{non} N) + C_2]}{b_1(h - S_{non} N)},$$

где  $A_1 = \frac{b_1 T_{см}}{318 C_U K_U D}$ .

Целевые функции (11) дифференцируемы в любой точке области ограничений. Следовательно, они имеют внутренний максимум или минимум в том случае, когда их первый дифференциал обращается в нуль, то есть

$$\frac{\partial \Pi_V}{\partial S_{non}} = 0, \quad \frac{\partial \Pi_V}{\partial f_{кр}} = 0, \quad \frac{\partial З}{\partial S_{non}} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{\partial З}{\partial f_{кр}} = 0.$$

После дифференцирования выражений (11) для целевых функций по  $S_{non}$  и несложных преобразований имеем

$$(1 + 2N)S_{non}^2 - \frac{h}{N}(1 + 3N)S_{non} + \frac{h^2}{N} + \frac{1}{A_1 f_{кр}} = 0,$$

$$N^2 S_{non}^2 - 2hN S_{non} + \frac{h^2}{N^2} + \frac{C_2 N}{A_1 f_{кр} (\frac{C_1}{T_{см}} + C_2)} = 0.$$

Траектории движения стационарных точек условного максимума и условного минимума целевых функций, полученные с помощью последних уравнений, представлены на рисунке. На этом рисунке также отмечена область допустимых значений для регулируемых параметров. Глобальным оптимумом для этапа черного шлифования является точка ( $f_{опт}$ ,  $S_{опт}$ ) пересечения графиков  $\Pi_V$  и  $З$ . Из рисунка видно, что стационарная точка глобального оптимума входит в область ограничений на управляемые параметры  $f_{кр}$  и  $S_{non}$ . Следовательно, на этапе черного шлифования достигается глобальный оптимум целевых функций производительности и себестоимости обработки партии изделий.

После обработки данных графиков в соответствии с методикой работы [5] имеем систему алгебраических уравнений

$$S_{opt} = 9.84 \cdot 10^{-2} - 3.88 \cdot 10^{-5} f_{кр} + 0.98 \cdot 10^{-8} f_{кр}^2 \quad (12)$$

$$S_{opt} = -2.62 \cdot 10^{-2} - 6.28 \cdot 10^{-5} f_{кр} - 0.72 \cdot 10^{-8} f_{кр}^2$$

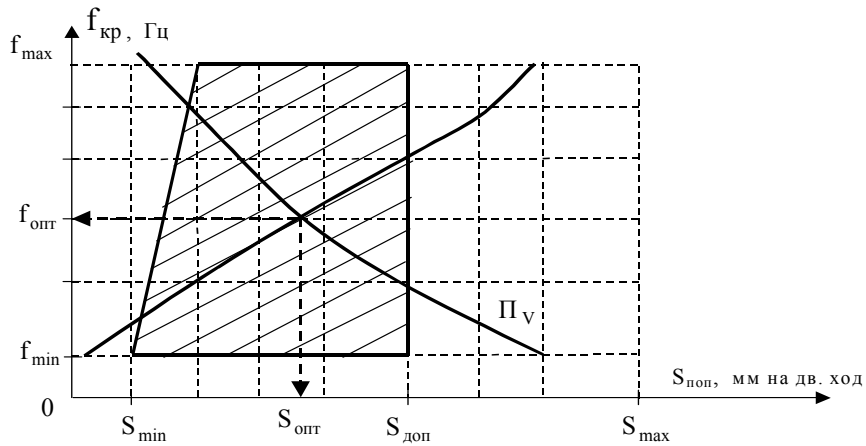


Рисунок 1 – Определение точки глобального оптимума для этапа чернового шлифования

Решением этой системы уравнений является точка  $(f_{opt}, S_{opt})$  глобального оптимума целевых функций производительности и себестоимости обработки. Уравнение (12) используется авторами для выбора оптимальных значений скорости вращения и поперечной подачи шлифовального круга при черновом шлифовании заготовок из твердого сплава ВК-8. Оптимальные значения регулируемых технологических параметров позволяют достичь  $P_v=375 \text{ мм}^3/\text{мин}$  со стабилизацией показателей качества обработанной поверхности на уровне 11 качества чистоты.

#### Литература

1. Рубашкин И. Б., Алешин А. А. Микропроцессорное управление режимом металлообработки. – Л.: Машиностроение, 1989. – 160 с.
2. Справочник технолога-машиностроителя / Под ред. А. Н. Маслова. В 2-х кн. – М.: Машиностроение, 1972.
3. О повышении производительности алмазного шлифования / Еникеев А. Ф., Разживин А. В., Субботин О. В., Щербак Л. Н. // Сб. науч. праць “Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем” Вып. 10. – Краматорск.: ДГМА, 2000. – с. 148-152.
4. Об установлении математической зависимости для сопротивления межэлектродного промежутка / Евсюкова Ф. Н., Евсюкова О. В., Еникеев А. Ф., Зыков Н. С., Шищенко Л. А. // Вестник Харьк гос. политехн. университета. Вып. 118. – Харьков., 2000. – с. 24-26.
5. Румшицкий Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 192 с.

УДК.621.774.

**А.В. Маковецкий**

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

### **ОСОБЕННОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА ПОЛЫХ ПОЛУФАБРИКАТОВ В УСЛОВИЯХ СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

*In the article the problems of optimization of work of a turning plot(site) for rotational processing of pipes and other of semifinished items are considered. Three schemes of arrangement of a site are offered. The variant of optimization of work of a site on productivity is offered.*

Производство полых полуфабрикатов осуществляется на узко специализированном оборудовании. Особенность производства - специализация, близость процессов по некоторым своим характеристикам не к заготовительным, а к механообрабатывающим. Пример тому, разработка техпроцессов и оборудования на наиболее известной в Европе фирме "Лилиенфельд".

Однако наибольший интерес возникает в случае проектирования участков ротационной обкатки и наиболее близким по существу технологическим процессам. В этом случае, в случае серийного производства, можно предложить несколько вариантов расположения оборудования: участок с последовательным расположением станков и спиральным расположением на двух уровнях, а также кольцевым. Схематически варианты расположения оборудования представлены на рисунке 1.

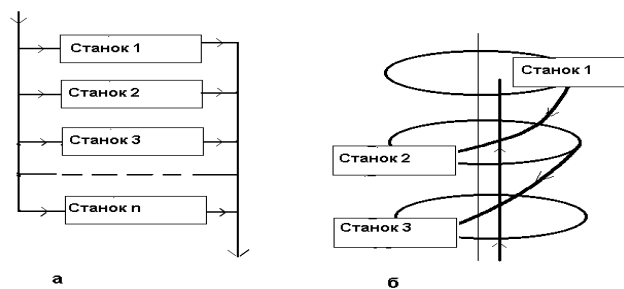


Рисунок 1- Схемы расположения оборудования на участках ротационной обкатки а- последовательная схема; б- последовательная многоуровневая схема.

Другой вариант расположения оборудования, аналогичен роторному или кольцевому принципу расположения, рис.2.

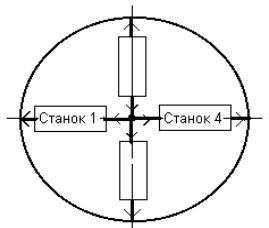


Рисунок 2- Роторный или кольцевой принцип размещения оборудования.



Каждой из схем расположения оборудования присущи те или иные недостатки, схема рис.1 а, в случае недогрузки участка, позволяет резервировать оборудование для планово-предупредительных ремонтов. В свою очередь схема, рис2 , кольцевого типа предусматривает равномерную загрузку оборудования с необходимостью выключения одной из единиц переброской производственной нагрузки на оставшиеся.

Схема рис. 2б предусматривает регулирование нагрузки на оборудование, при этом она используется с относительной небольшой "многоэтажностью" при проектировании оборудования различными фирмами.

Можно сопоставить приведенным схемам графы, показанные на рис.3

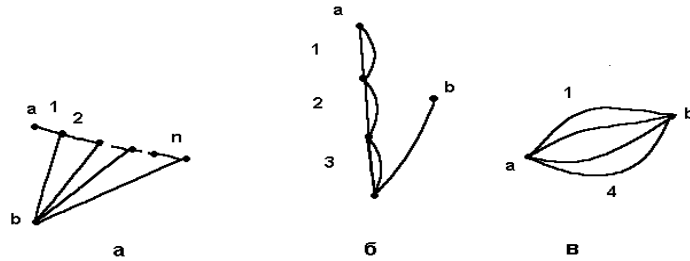


Рисунок 3- Графы, соответствующие схемам компоновки участка ротационной обкатки: а, б, в- графы компоновки, соответствующие представленным схемам компоновки.

В этом случае, как приведено в литературе [2], в матричной форме, уравнения поперечных и продольных переменных будут иметь вид:

$$\eta_{\partial} = Y_{\partial} \xi_{\partial}$$

относительно продольных переменных

$$\xi_{\partial} = Z_{\partial} \eta_{\partial}$$

где  $Y_{\partial}$  и  $Z_{\partial}$  квадратные матрицы  $m$ -ого порядка.

В исследуемой задаче, качестве входной поперечной переменной принимаем интенсивность потока заготовок -  $q_i$  после обработки на давяльном оборудовании. В свою очередь, в качестве продольной переменной, принимаем  $Q_i$  - интенсивность потока под обработку на ротационно-обкатном оборудовании.

В частном случае, связь между поперечной и продольной переменной может быть получена в виде выражения

$$q_i = F * Q^p_i + B * Q^r_i, \quad (1)$$

где  $Q_i$  - интенсивность потока заготовок к  $i$ -ой единице оборудования;  $F$  - комплексный показатель технологического процесса, реализованного на установленном оборудовании;  $B$  - комплексный показатель технического уровня оборудования;  $p$  и  $r$  - технологические параметры системы.

Однако выражение (1) представляет собой общий случай.

Исследования простых моделей участков инструментальной среде "Stratum 2000" показала. Что для достаточно эффективного приближением может быть использование выражений типа:

$$q_i = F * Q^{\frac{1}{s}} + B \quad (2)$$

где  $S$  - параметр оборудования, причем  $s > 0$  и  $s = 2k + 1$ .

Тогда, производительность участка может быть найдена по выражению  $\Pi = \sum_1^n q_i$ .

Приведенное выражение справедливо для всех трех случаев предполагаемой компоновки участков, рис.1,2.

Причем для различных схем оно получит различный вид.

В первом случае его форма будет такой

$$\Pi = \sum_1^n q_i = \begin{cases} q \geq Q, q_i = Q \\ q < Q, q_i = FQ^{\frac{1}{s}} + B \end{cases}$$

Во втором случае, выражение получит аналогичную форму

$$\Pi = \sum_1^n q_i = \begin{cases} q \leq Q, q_i = \frac{Q}{m} \\ q > Q, q_i = FQ^{\frac{1}{s}} + B \end{cases}$$

где  $m$  - число станков.

Однако, в третьем случае выражение для производительности будет иметь вид

$$\Pi = m * q_i$$

где  $q_i$  - интенсивность выходного потока может быть найдено из выражения (2);

$m$  - число станков.

Или

$$\Pi = m * (F * Q^{\frac{1}{s}} + B).$$

Это выражение можно иллюстрировать графиками, представленными на рис.4,5

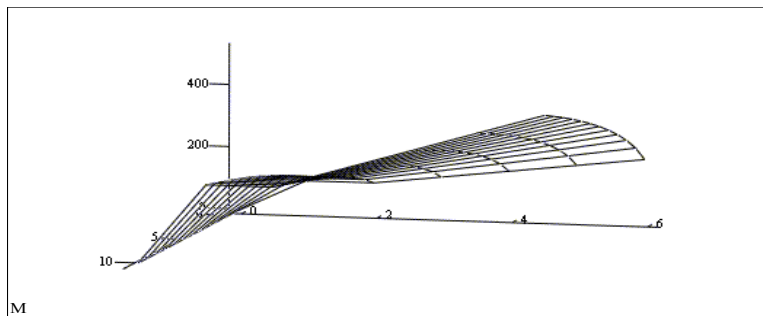


Рисунок 4- График зависимости производительности  $\Pi$  от интенсивности входящего потока  $Q$  и параметра технологической системы -  $s$ , при числе станков  $m = 4$  значениях комплексных показателей  $F = 5$ ,  $B = 10$

График иллюстрирует рост производительности с характерным максимумом при росте параметра, характеризующего технологическую систему.

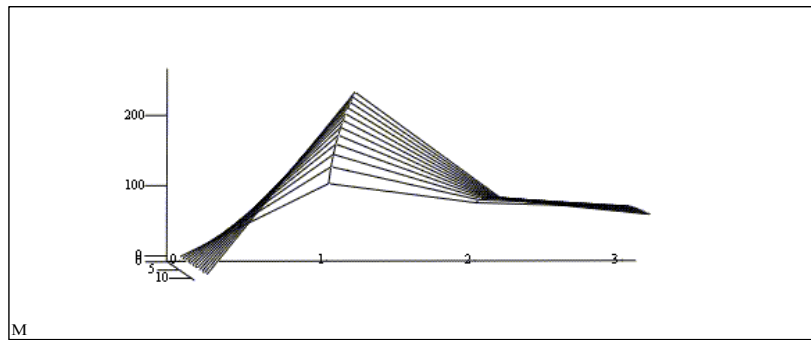


Рисунок 5- График зависимости производительности  $\Pi$  от интенсивности входящего потока  $Q$  и числе станков  $m$ , при значениях  $s = 2$  и комплексных показателях  $F = 5, B = 10$

График показывает интенсивный рост производительности при ограниченном числе станков и практически постоянный ее уровень в случае увеличения числа станков, но при постоянстве интенсивности входного потока заготовок. Это говорит о нецелесообразности увеличения числа станков на участке в случае, если не будут использованы другие критерии оценки его работы.

Первоначально можно потребовать максимальной производительности участка ротационной обкатки. Хотя это и является недостаточным условием эффективности работы участка.

Тем не менее, оптимизация работы участка может осуществляться по нескольким критериям.

Таким образом, оптимизация решения сводится к оптимизацию выражения

$$\sum_1^n q_i(D, F, k, p) \rightarrow \max$$

Оптимизация выражения может быть эффективно выполнена с помощью инструментов "Mathcad-8", "Optimization" либо "Matlab", инструментарий "Optimization".

#### Литература

1 Маковецкий А.В. Оптимизация параметров инструмента для безправочного формообразования изделий из круглых труб. Збірник наукових праць. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Краматорськ 2000. С.58-60.

2 Сигорский В.П. Математический аппарат инженера. Киев. Техніка. 1975. 766 с.

3 Маковецкий А.В., Маковецкий В.В. К разработке комбинированных технологических процессов в обработке давлением. Тезисы Российской научно-технической конференции "Наукоёмкие технологии в машиностроении и приборостроении" Рыбинск. Май 1994. С. 32-33.

**А.Ф. Еникеев, Л.Н. Щербак, Р.А. Яровой**  
Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

### МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ РАСКРОЯ ЛИСТОВОГО ПРОКАТА.

*The simplex a method of the solution of a problem of a linear programming for increase of efficiency opening sheet hire is offered*

Экономические показатели раскроя листового проката на заготовки сложной формы обычно оцениваются по величине коэффициента раскроя ( $Kp$ ) металла. Этот коэффициент определяется с помощью выражения (1).

$$Kp = \frac{\sum_{i=1}^k NiSi}{S} 100, \quad (1)$$

где  $Si$  - площадь  $i$ -той заготовки;  $Ni$  - количество  $i$ -тых заготовок, вырезанных из одного листа;  $S$  - площадь листа материала.

Увеличение величины  $Kp$  приводит к существенной экономии металла. Так, например, увеличение  $Kp$  на 0,04 экономит примерно 100 тонн металла в год на одном машиностроительном предприятии. Поэтому разработка методов и технических средств, повышающих величину  $Kp$ , является важной народно-хозяйственной задачей.

Проблема планирования оптимального раскроя листового проката является задачей линейного программирования [2,3]. В общем виде эта задача формулируется следующим образом: определить минимум целевой функции

$$Z = \sum_{i=1}^m CiXi, \quad (2)$$

при линейных ограничениях – неравенствах следующего вида

$$\sum_{k=1}^m AjkXk \geq Bj. \quad (3)$$

В этих уравнениях приняты следующие условные обозначения:

$Xi$  - варианты раскладок заготовок на одном листе материала;  $Ci$  - коэффициент раскладок;  $Ajk$  - количество заготовок, вырезаемых из одного листа, при данном варианте раскроя;  $Bj$  - условия раскроя определяется из производственного задания.

Задача линейного программирования применительно к оптимальному раскрою листовых материалов обычно решается методом наискорейшего спуска [4,5,6]. Авторами предлагается симплекс-метод решения задачи оптимального раскроя листовых материалов. Эффективность применения этого метода обусловлена линейностью уравнений (2) и (3).

В дальнейшем анализе будем предполагать, что система алгебраических уравнений (3) линейно независима. Если оптимальное решение данной задачи линейного программирования существует, то это имеет место в одной из вершин многогранника решений. Координаты вершин этого многогранника определяются путем совместного решения системы уравнений (3). Однако, при достаточно большом количестве вариантов раскладок и числе уравнений – ограничений процесс вычисления координат вершин многогранника решений очень трудоемкий. Процедура минимизации целевой

функции (2) требует существенных затрат машинного времени. Симплекс-метод сокращает эти затраты путем формирования вычислительной схемы определения оптимального решения путем перехода от одной вершины многогранника к другой в направлении наименьшего значения целевой функции.

Симплекс-метод определения оптимального варианта раскладки заготовок на листе материала основывается на выборе любой вершины многогранника возможных решений. Координаты этой вершины выбираются в качестве базисного решения. Такой выбор позволяет исключить из системы уравнений (3) часть свободных переменных и, следовательно, понизить ранг матрицы системы. Оставшиеся свободные переменные выражаются через базисные следующим образом

$$\alpha_{j,i} = \begin{cases} \frac{A_{j,L}}{A_{K,L}}, & \text{при } i = L \\ A_{j,i} - \frac{A_{j,L}A_{i,K}}{A_{K,L}}, & \text{при } i \neq L \end{cases}$$

$$\beta_j = \begin{cases} \frac{B_j}{A_{K,L}}, & \text{при } i = L \\ B_j - \frac{B_L A_{i,K}}{A_{K,L}}, & \text{при } i \neq L \end{cases},$$

где  $A_{j,L}$ ,  $A_{K,L}$ ,  $A_{i,K}$  – коэффициенты системы уравнений (3), подстановка которых дает координаты выбранной вершины многогранника решений.

После исключения базисных свободных переменных система уравнений – ограничений и целевая функция записываются в канонической форме следующим образом

$$\left. \begin{aligned} X_i + \sum_{j=m+1}^n \alpha_{i,j} x_j &= \beta_i \\ Z_0 + \sum_{j=m+1}^n \gamma_j x_j &= Z \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Если в выражении для целевой функции  $Z$  раскроя листового проката все коэффициенты  $\gamma_j$  являются положительными, то выбранное базисное решение системы уравнений (3) является оптимальным. Если же в выражении для целевой функции  $Z$  есть отрицательные  $\gamma_j$ , то выбранное базисное решение системы не оптимально. Дальнейшее преобразование системы уравнений (4) связаны с достижением минимума целевой функции  $Z$  раскроя листового проката. Для этого выбирается максимальный по абсолютной величине ( $\gamma_k$ ) из отрицательных коэффициентов  $\gamma_j$ . Затем выполняется итерационный цикл, в котором в качестве базисной переменной выводится  $X_k$ . Новая базисная переменная связана с предшествующей  $X_l$  следующим соотношением

$$X_k = \frac{\beta_l}{\alpha_{l,k}}. \quad (5)$$

Координаты вершины улучшенного базисного решения задачи оптимального раскроя листового проката, определяются следующими выражениями

$$X_i = \begin{cases} \beta_i - \alpha_{i,k} & X_K \geq 0, \text{ при } i = 1, 2, \dots, m \\ 0, & \text{при } i = m + 1, m + 2, \dots, n, \quad i \neq k \end{cases}$$

С учетом этой замены уравнение для целевой функции оптимального раскроя листового проката в канонической форме имеет следующий вид

$$Z = Z_0 + \gamma_k X_k = Z_0 + \gamma_k \frac{\beta_I}{\alpha_{I,k}} < Z_0.$$

С учетом системы уравнений (4) новое значение базисной переменной можно определить следующим уравнением

$$X_K = \frac{1}{\alpha_{I,K}} (\beta_I - X_I - \sum_{\substack{j=m+1 \\ j \neq k}}^n \alpha_{I,j} X_j).$$

Подстановка последнего уравнения в систему уравнений (4) приводит ее к канонической форме относительно новых базисных перемен. Если во вновь полученном выражении для целевой функции раскроя листового проката все коэффициенты  $\gamma'_j$  положительны, то условие минимума достигнуто. Координаты этой вершины, дающие новое базисное решение системы (4), являются координатами точки минимума целевой функции раскроя листового проката. Если в данном итерационном цикле этого достичь не удалось, то выше описанная процедура повторяется. Преимуществом данного метода является то, что с каждым итерационным циклом ранг матрицы системы (3) снижается.

Практическую реализацию предложенного метода рассмотрим на примере:

Требуется разрезать листы размером 1000x1000 мм на 15 заготовок размером 200x1000 мм и 25 заготовок размером 300x1000 мм.

На основании исходных данных имеем следующую систему уравнений ограничений

$$\left. \begin{aligned} 5X_1 + 3X_2 + 2X_3 &\geq 15 \\ X_2 + 2X_3 + 3X_4 &\geq 25 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Используя полученную систему уравнений составим симплекс-таблицу, в которой в качестве базовых перемен выбирают раскрои  $X_3$  и  $X_4$ .

Таблица – Симплекс - таблица

Базовые Переменные	Варианты раскроя	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$b_1$
$X_3$		2,5	1,5	1	0	15/2
$X_4$		-1,7	-0,2	0	1	10/3

отсюда, решениями системы уравнений являются следующие выражения

$$X_3 = \frac{15}{2} - 2,5X_1 - 1,5X_2$$

$$X_4 = \frac{10}{3} + 1,7X_1 + 0,2X_2$$

Соответственно, базисное решение системы уравнений (6) имеет место при следующих вариантах раскладок

$$X_1 = 0, X_2 = 0, X_3 = 15/2, X_4 = 10/3.$$

Отсюда целевая функция оптимального раскроя листового материала запишется в следующем виде

$$Z = Z_0 + 8X_3 + 3X_4.$$

Из этого выражения видно, что коэффициенты  $\gamma_i$  являются положительными числами. Следовательно, выбранная вершина многогранника решений системы уравнений (6) обеспечивает минимум целевой функции. Коэффициент раскроя материала при данном варианте раскладок составил 0,96. Такая величина этого коэффициента вполне допустима при решении задач данного класса.

Аналогичные результаты раскроя листового материала дает пакет прикладных программ "Maple\_6" при решении данной производственной задачи. Однако, достижение минимума целевой функции в этом случае основано на переборе вариантов раскладок. При этом для каждого варианта раскладок вычисляется целевая функция: выбирается тот вариант раскладок, который обеспечивает минимум целевой функции. При достаточно сложных задачах оптимального раскроя листового материала такая процедура определения минимума целевой функции сопряжена с существенными затратами машинного времени. Это, в свою очередь, сказывается на цене готовой продукции.

```
> restart;
> z := x1 + x2 + x3 + x4;
      z := x1 + x2 + x3 + x4
> g1 := 5 * x1 + 3 * x2 + 2 * x3 >= 15;
      g1 := 15 ≤ 5 x1 + 3 x2 + 2 x3
> g2 := x2 + 2 * x3 + 3 * x4 >= 25;
      g2 := 25 ≤ x2 + 2 x3 + 3 x4
> sog := {g1, g2};
      sog := { 15 ≤ 5 x1 + 3 x2 + 2 x3, 25 ≤ x2 + 2 x3 + 3 x4 }
> minimize(z, sog union {x1 >= 0, x2 >= 0, x3 >= 0, x4 >= 0});
      { x1 = 0, x2 = 0, x4 = 10/3, x3 = 15/2 }
```

#### Литература

1. Канторович Л.В., Залгаллер В.А. Рациональный раскрой промышленных материалов. – Новосибирск: Наука, 1971.320с.
2. Мухачева Э.А., Рубинштейн Г.Ш. Математическое программирование. - Новосибирск: Наука, 1987.-274с.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.:Наука, 1974.-832с.
4. Мухачева Э.А. Рациональный раскрой промышленных материалов. Применение в АСУ.-М.: Машиностроение, 1984.-176с.
5. Вдовин В.И. Методы расчета и проектирования на ЭВМ процессов штамповки листовых и профильных заготовок. -М.:Машиностроение, 1988.-160с.
6. Григорьев П.Л. Автоматизированное проектирование в холодной листовой штамповке. -А.:Машиностроение, 1984.-280с.

**Глава 3**  
**Повышение эффективности станочных систем**

УДК 621.9.06

**В.Д.Ковалев**

Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина

**ПРОБЛЕМАТИКА ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ОПОР  
В СТАНОЧНОМ ОБОРУДОВАНИИ**

*The problems having a place at designing, manufacture, maintenance of machine tools with of liquid friction bearing. The directions of research in this area are marked.*

Анализ информации, полученной при проектировании, изготовлении и эксплуатации станков, оснащенных гидростатическими и гидродинамическими опорами, позволил выявить не только преимущества, но и проблемы, сопровождающие разработку, исследования, производство и эксплуатацию опор жидкостного трения станочного оборудования.

Опоры жидкостного трения требуют тщательного расчета эксплуатационных характеристик, обоснования геометрических параметров, проработки конструкции, высококвалифицированного обслуживания. Даже незначительная ошибка при проектировании или несоблюдение правил эксплуатации может превратить преимущества опор в недостатки, причем неточности и ошибки значительно сильнее сказываются на работоспособности узлов трения, чем при применении опор качения. Это объясняется тем, что область работоспособности опор жидкостного трения при обеспечении необходимых характеристик по точности, долговечности, надежности лежит в относительно узком диапазоне изменения сочетаний конструктивных параметров опор и систем их питания. Причем, при функционировании опор жидкостного трения имеют место довольно сложный рабочий процесс, влияющий на работоспособность узлов трения. Это и явления, обусловленные течением жидкости (смазочного материала) между взаимосопрягаемыми поверхностями опор, и тепловые процессы вследствие вязкого трения и прокачки смазочного материала под давлением, и упругие деформации элементов конструкции под воздействием внешних силовых факторов и давлений, возникающих в слое жидкости. Для выявления рациональных и оптимальных необходимо совместно рассматривать перечисленные явления и их взаимное влияние.

В практике исследований и расчетов опор жидкостного трения и в настоящее время имеют место довольно грубые допущения при создании математических моделей процессов, имеющих место при функционировании опор, например, допущение о возможности спрямления эпюр давления в исследуемой области, то есть рассмотрение одномерного течения Пуазейля при моделировании течения жидкости. Такой подход влечет за собой значительные погрешности при определении эксплуатационных характеристик, что приводит к не всегда оптимальному выбору конструктивных параметров опор (типа, формы и размеров опор; числа, размеров и расположения камер подвода смазочного материала; вида и характеристик гидравлических компенсаторов и др.). Опоры гидростатического и гидродинамического типов рассчитываются по разрозненным методикам, что затрудняет выбор типа опоры при проектировании, анализ аварийных режимов.

Все это ухудшает показатели узлов трения и станков в целом. К тому же неточное прогнозирование эксплуатационных характеристик опор усложняет изготовление станков, часто приводит к переделкам в процессе сборки и наладки станка, что увеличивает себестоимость и удлиняет время производственного цикла. Так,



например, неточное определение геометрических параметров гидродинамических опор самоустанавливающегося типа для шпинделя тяжелого круглошлифовального станка мод. ХШ-5, установленного на АО НКМЗ, привело к тому, что не обеспечивалась необходимая точность при шлифовании валков прокатных станов (волнообразные следы на обработанной поверхности вследствие неравновесного состояния шпиндельного узла).

И, наконец, именно отсутствие точных, проверенных на практике методик расчета и проектирования опор жидкостного трения резко ограничивает применение этого прогрессивного вида узлов трения в конструкции новых станков, так как предприятия - изготовители, столкнувшись с трудностями при разработке, проектировании, изготовлении, наладке, неохотно идут на применение гидравлических опор, снижая тем самым общий технико-экономический уровень выпускаемого станочного оборудования.

На эксплуатационные показатели опорных узлов тяжелых станков существенное влияние оказывают деформации, обусловленные как силовыми факторами, так и изменениями температуры. Для крупногабаритных станков такие деформации достигают величин, соизмеримых с толщиной слоя смазочного материала в опорах, поэтому расчетные методики должны учитывать упругие деформации опорных поверхностей под действием внешних нагрузок и давлений в слое смазки, а также температурные деформации элементов конструкции.

Опоры жидкостного трения должны гарантировать жидкостной режим трения в течение всего срока эксплуатации на всех режимах функционирования станка. Только это условие обеспечивает все преимущества этого прогрессивного вида узлов трения.

Повышение требований к точности обработки и общей работоспособности станков делает необходимой замену традиционно применявшихся гидродинамических опор (направляющие планшайбы карусельных станков, опоры вертлюгов, направляющие продольнострогольных станков и др.) на гидростатические, причем это актуально как для нового проектирования, так и при модернизации станков.

Рассмотрим эту проблему на примере направляющих тяжелых карусельных станков. Как известно, сохранение точности металлорежущих станков в значительной мере зависит от интенсивности изнашивания опор. Например в тяжелых станках трудоемкость ремонта направляющих доходит до 40-50% трудоемкости капитального ремонта станка. Повышение долговечности направляющих отстает от роста производительности станков.

Как показали результаты изучения работоспособности опор планшайб около 150 двухстоечных станков, основным видом повреждения круговых направляющих тяжелых карусельных станков с парой трения чугун-чугун является образование интенсивных задиров. Из числа обследованных длительно работающих станков с парой трения в круговых направляющих чугун-чугун около 67% имели задиры. Основными причинами задиров на круговых направляющих являются: 1) нарушение нормального режима смазки (65% случаев, в том числе 45% - из-за повреждения смазочной аппаратуры); 2) нарушение условий контакта в направляющих в связи с деформациями планшайбы и основания.

Наибольшее влияние на направляющие оказывают температурные деформации планшайбы и основания. При нагреве круговых направляющих в процессе работы станка нижняя часть планшайбы (вблизи направляющих) нагревается больше, чем верхняя, планшайба деформируется - ее зеркало приобретает вогнутую форму. Аналогично выпуклостью вверх деформируется основание. В результате давление на внутренней части направляющих (ближе к оси вращения) резко возрастает. Непосредственной причиной задиров (при исправной системе смазки) является потеря

несущей способности масляной пленки под действием высокой температуры на площадках контакта при работе одновременно с высокими скоростями скольжения и давлениями. Вязкость масла резко снижается, режим трения на отдельных участках изменяется от жидкостного к граничному, и работоспособность масляной пленки определяется ее термостойкостью - десорбцией пленки при высокой температуре.

Существенное значение в образовании задиров в станках, не имеющих центральной осевой разгрузки направляющих, имеют упругие деформации планшайб в том же направлении, что и в результате температурных деформаций, возникающие при обработке тяжелых заготовок, диаметр которых значительно меньше, чем у круговых направляющих. На возникновение деформаций вследствие остаточных напряжений указывает снижение точности контакта в направляющих в процессе эксплуатации при отсутствии износа. Если нет задиров, износ круговых направляющих при паре трения чугуна-чугун обычно незначителен. Перечисленные недостатки устраняются переводом направляющих на гидростатическую смазку.

Повышение скоростей обработки материалов на современном станочном оборудовании с использованием новейших инструментальных материалов и методов обработки при возрастающих требованиях к точности требует обязательного учета и анализа влияния гидродинамического эффекта, а также исследования критических значений геометрических и эксплуатационных характеристик, при которых гидродинамический эффект не проявляется.

В гидростатических опорах проявление гидродинамического эффекта часто играет отрицательную роль: смещаются векторы равнодействующих, происходит перекашивание рабочих поверхностей опор, изменяется толщина зазора между ними и, как следствие, траектория перемещения подвижных узлов. Это приводит к снижению точности обработки на станках, оснащенных гидростатическими опорами.

В гидродинамических опорах избыточное давление в слое жидкости генерируется благодаря гидродинамическому эффекту, возникающему при относительном перемещении сопрягаемых поверхностей опоры. В гидростатодинамических опорах несущая способность создается как от гидродинамического эффекта, так и от подачи смазочного материала под избыточным давлением от насосов (при пуске, торможении). Стимуляция гидродинамического эффекта является целью при проектировании опор этих двух типов.

Исходя из этого, оценка влияния гидродинамического эффекта на эксплуатационные параметры опор жидкостного трения, а также исследования практических значений геометрических и эксплуатационных характеристик, при которых влияние гидродинамического эффекта не проявляется, представляют значительный интерес, так как это позволит при их проектировании рационально выбрать геометрические параметры опоры, толщину слоя смазочного материала для требуемой скорости и нагрузки, обеспечив необходимые показатели работоспособности опор.

Необходим также анализ работоспособности опор жидкостного трения в аварийных режимах (например, при отключенной или засоренной по тем или иным причинам системе питания), с тем, чтобы конструкция опор сохраняла при этом работоспособность узлов трения и не приводила бы к разрушению. Это обеспечит надежную и безопасную работу станочного оборудования в течение длительных сроков эксплуатации.

По мере расширения области применения опор жидкостного трения возникают серьезные конструктивные и технологические проблемы, потребовавшие изыскания новых решений. Например, применение замкнутых гидростатических направляющих традиционных конструкций в тяжелых и уникальных станках практически невозможно из-за трудновыполнимых требований к точности изготовления направляющих (параллельность основных и замыкающих поверхностей), особенно для стыкованных станин, наличия перекосов, вызванных упругими и температурными деформациями.

Для решения такого рода проблем разработаны направляющие с плавающими опорами различных типов, компенсирующие погрешности изготовления базовых деталей и деформации. Однако, применяемые конструкции плавающих опор и узлов их крепления не обеспечивают необходимой самоустанавливаемости, что приводит к запрокидыванию их на ребро, задирам и сводит на нет все преимущества.

На уникальном продольно-фрезерно-строгальном станке мод.66К20Ф4 Ульяновского станкозавода для обработки деталей массой до 65т, установленного на Новокраматорском машиностроительном заводе, применены замкнутые гидростатические направляющие стола и передача гидростатический червяк - рейка для привода продольных подач. Однако, станок так и не удалось запустить в эксплуатацию вследствие выхода из строя привода продольных подач стола из-за заклинивания плавающих опор замыкающих планок гидростатических направляющих и нерационально подобранных гидравлических компенсаторов и параметров системы питания. Конструкция плавающих опор не обеспечивала необходимой самоустанавливаемости и несущей способности при перекосах и деформациях, что и привело к аварийной ситуации.

На двух станках этой же модели, установленных на Краматорском заводе тяжелого станкостроения в составе автоматизированного участка АСК-10, неточное прогнозирование эксплуатационных характеристик опор и системы питания привело к тому, что всплытие стола составляло менее 0,01 мм. Это привело к нарушению жидкостного режима трения при нагреве смазочного материала и деформациях стола, и, как следствие, к нарушению работоспособности станков.

Результаты исследований показывают, что при определенных условиях в отключенных камерах подвода смазочного материала (камерах высокого давления) гидростатических или гидростатодинамических опор возникают (аккумулируются) избыточные давления, в значительной степени искажая поля давлений и, как следствие, смещая векторы равнодействующих. Такая ситуация говорит о возможности, в случае необходимости, использовать глухие полости (камеры) определенных размеров и форм, выполненные в соответствующих местах исследуемой области, для управления поведением главного вектора гидродинамических давлений, возникающих в слое смазочного материала, разделяющего взаимосопрягаемые поверхности, находящиеся в относительном движении или состоянии покоя и передающие или воспринимающие нагрузки, не усложняя конструктивно при этом рассматриваемую опору. В частности, таким образом, можно существенно улучшить самоустанавливаемость опоры.

Работоспособность опор жидкостного трения неразрывно связана с правильностью выбора вида системы питания и ее характеристик. Большое количество типов гидравлических компенсаторов делает необходимыми их систематизацию и классификацию. Дальнейшие исследования должны быть направлены на разработку гидростатических опор с регулировкой расхода смазочного материала с обратной связью по давлению, как более предпочтительных для прецизионных станков.

Дальнейшее увеличение точности обработки, создание сверхпрецизионного станочного оборудования требует повышения точности перемещений в опорах. Для этого требуются новые конструкции опор и систем их питания, обеспечивающих адаптивное управление траекторией перемещения с обратными связями по положению в пространстве и изменениям внешних силовых и температурных воздействий.

#### **Литература**

1. Ковалев В.Д. Определение эксплуатационных характеристик адаптивных опорных узлов станков с учетом изменяющихся условий обработки. // Вестник Харьковского государственного политехнического университета Харьков, 2001.- Вып. 110.- С.123-127.

УДК 621.002.2

**О.Ф. Бабин, В.Д. Ковалев, А.И. Донченко**  
Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина

### **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ПИТАНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР СТАНКОВ**

*In the article the analysis of state of the art machine train of mechanical engineering firms is given and the paths of retrofit of these machine tools are offered on the basis of usage of hydrostatic bearings. The designed ways of control of power supply systems both regulation of bearings, and their design are shown*

Эффективность промышленного производства во многом определяется уровнем оснащенности его оборудованием высокой надежности и долговечности. Повышение требований к качеству выпускаемой продукции, увеличение скоростей относительного перемещения и действующих нагрузок ставит задачу повышения точности изготовления как отдельных деталей и узлов, так и оборудования в целом.

При соблюдении правил технической эксплуатации снижение надежности металлорежущего оборудования происходит главным образом от силовых и температурных режимов эксплуатации и их неравномерности. Кроме того, существенное влияние на надежность оборудования оказывает также окружающая среда.

Основной причиной выхода из строя машин и механизмов происходит по причине изношенности их деталей (85-90%). Затраты на ремонт и техническое обслуживание машин в несколько раз превышает их стоимость. Кроме того, большие экономические потери производитель несет от повышенного трения в узлах машин и механизмов (иногда до 60-80% потребляемой энергии). Имеется лишь один путь снижения этих потерь – повысить износостойкость подвижных соединений машин и механизмов с одновременным снижением сил трения.

Установлено, что износ парка металлорежущего оборудования отечественных предприятий составляет 60-70% и постоянно повышается. Особенность станочного оборудования на отечественных предприятиях состоит в большом количестве длительно эксплуатирующихся станков, часто морально устаревших и физически изношенных. Эффективным средством устранения экономических последствий морального и физического износа оборудования служит модернизация, приуроченная к их капитальному ремонту.

Анализ эксплуатационных параметров тяжелых станков показал, что имеет место значительный износ опорных поверхностей шпиндельных узлов и направляющих, что приводит при длительной эксплуатации к потере ими точностных характеристик. Износ опорных поверхностей может быть сведен до минимума во время капитального ремонта за счет применения гидростатических опор при модернизации станков вместо существующих опор смешанного и гидродинамического трения (направляющие, люнеты) и вместо существующих опор качения (шпиндельные группы).

Анализируя результаты, полученные в процессе эксплуатации новых металлорежущих станков, а также модернизированных, в узлах которых применены гидростатические опоры, можно сделать следующие выводы:

- точность траекторий перемещений превышает точность поверхностей, находящихся в сопряжении;
- практически отсутствует износ поверхностей скольжения;

- значительно повышается точность позиционирования;
- во сем диапазоне скоростей, включая скорости, близкие к нулю, обеспечивается плавность перемещения;
- эксплуатационные затраты у потребителя остались на том уровне, что и у станков, в которых не применены гидростатические опоры.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что на работу гидростатических опор влияют не только конструктивные и эксплуатационные параметры самой опоры, но и система подвода смазочного материала (система регулирования толщины масляного слоя).

Идеальная гидростатическая опора должна обладать жесткостью, близкой к бесконечности, т.е. зазор в опоре (толщина слоя смазывающего вещества) должен почти не зависеть от величины внешней нагрузки. Это достигается изменением количества смазывающего вещества, поступающего в карманы опоры. Необходимо, чтобы расход смазывающего вещества изменялся пропорционально нагрузке на опору, то есть системе питания гидростатических опор требуется регулирующее устройство, управляющее расходом смазочного материала.

Авторы разработали ряд систем питания гидростатических опор с системами автоматического регулирования толщины масляного слоя, на которые оформлены заявки на изобретения, а также получены авторские свидетельства. Это системы с подачей смазывающего вещества от сети постоянного давления с автоматическим регулированием и обратной связью. В них используется принцип прямого измерения зазора датчиками, работающими в паре с поверхностью скольжения, либо – с эталонными линейками (в качестве эталона может использоваться луч света или лазера).

Возможно использование систем питания с косвенными методами измерения зазора, например по давлением в карманах.

К другой группе эффективных систем подачи смазки следует отнести системы, использующие комбинированные методы регулирования, т.е. системы внутреннего регулирования, адаптивные системы питания и другие.

Разработаны конструкции опор с выходными дросселями, сопротивление которых автоматически регулируется под действием обратных связей по перемещению подвижной части опоры или давлению смазки в кармане. В этих опорах под нагрузкой изменяются не только выходные, но и входные сопротивления. Причем для данного несущего кармана изменение входного сопротивления противоположно по знаку выходному. Это позволяет повысить чувствительность мостовой схемы опоры, а следовательно жесткость и несущую способность смазывающего вещества в опоре.

Примером применения системы этого типа служит подшипник с внутренним дросселированием (рисунок 1), содержащий приемные 1, 2, 3, 4 и несущие 1', 2', 3', 4' карманы. Каждый приемный карман соединен с диаметрально противоположным несущим карманом. Смазывающее вещество подается в кольцевую проточку 5 подшипника и через зазор поступает в приемные карманы 1, 2, 3, 4. Кольцевой зазор на угле  $\varphi$

каждого приемного кармана служит щелевым дросселем для несущих карманов. Величина щели  $h$  устанавливается автоматически при включении насоса, что обеспечивает простоту наладки. При смещении вала в радиальном направлении высота щели будет разной у разных карманов. При этом происходит большее изменение давления смазывающего вещества в несущих карманах, чем в случае применения дросселей с постоянным сопротивлением. В результате чего несущая способность, а также жесткость слоя смазывающего вещества возрастает (до величины относительного эксцентриситета равного 0,5).

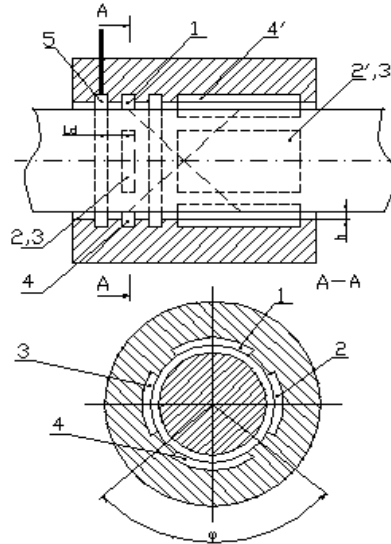


Рисунок 1 – Подшипник с внутренним дросселированием.

Недостатком систем с внутренним дроссельным регулированием является то, что при нагружении вала вначале должно произойти его смещение от заданного положения (как для дросселей с постоянным расходом), после чего подшипник сможет воспринять нагрузку и восстановить равновесное положение вала. Кроме того, перекос вала под нагрузкой значительно уменьшает жесткость опоры в целом. Другим недостатком этой системы является необходимость вспомогательного подшипника – датчика положения, что усложняет конструкцию и увеличивает осевой габарит.

При расчете подшипника с внутренним дросселированием сопротивление приемных дросселей определяют, учитывая текущий зазор:

$$h_y = h_D - e \cos \alpha \quad (e - \text{эксцентриситет}) \text{ и уравнение при } \alpha = \gamma$$

$$R_D = \frac{12\mu l_D}{r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (h_D - e \cos \alpha)^3 d\alpha}$$

Сопротивление дросселя с периметром истечения, определяемым углом  $2\pi$

$$R_D = \frac{12\mu l_D}{(2\pi h_D^3 + 3\pi h_D e^3)z}$$

Как видно из формулы при изменении  $l$  от максимального значения до минимального сопротивление истечения меняется в 2,5 раза.

Опоры с внутренним дросселированием используются и в качестве направляющих. Конструкция гидростатических замкнутых направляющих с плавающими опорами и с кольцевой проточкой на основных направляющих, в которую подается смазывающее вещество от источника постоянного давления показана на рисунке 2.

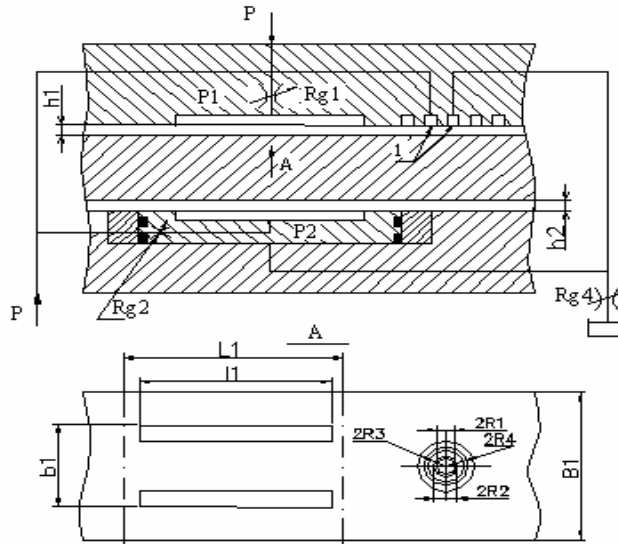


Рисунок 2 – Гидростатические замкнутые направляющие с плавающими опорами

Проточка отделена дросселирующей перемычкой сопротивлением  $R_c$  от отверстия, из которого масло поступает к внутренней полости плавающей опоры. В гидростатический карман на наружной поверхности плавающей опоры смазывающее вещество поступает через отдельный дроссель от насоса. Под действием давления плавающая опора выдвигается из обойм до тех пор, пока усилие на наружной поверхности опоры не станет равным усилию на внутренней поверхности. Ошибки, вызванные погрешностями и отжимами дополнительных направляющих, не сказывается на точности перемещения подвижного узла, так как они компенсируются за счет перемещения плавающих опор. При этом зазор  $h_1$  на основных направляющих остается постоянным. Изменение внешней нагрузки  $P$  на подвижный узел приводит к изменению зазора  $h_1$  и изменению сопротивления дросселирующей перемычки. При этом меняет-

ся давление смазывающего вещества в кармане на основной направляющей и смазывающего вещества, поступающего во внутреннюю полость плавающей опоры, что приводит к нарушению ее равновесия. Плавающая опора смещается в новое положение, вызывая изменение давления в кармане. Разность давлений смазывающего вещества в кармане. Разность давлений смазывающего вещества в карманах основной и дополнительной направляющей воспринимает внешнюю нагрузку.

Одним из способов повышения надежности работы гидростатических опор является постоянный контроль за их состоянием и автоматическая оптимизация режима работы системы регулирования толщины смазывающего вещества. При работе станка происходит изменение сопротивления истечения из карманов, что связано с тепловыми деформациями деталей опор, с упругими деформациями под действием силовых факторов, перемещением в регулировочных узлах с течением времени, а также износом.

Влияние температурных факторов и упругих деформаций деталей опор возрастает с увеличением размеров опор и действующих нагрузок. Наиболее эффективный путь стабилизации эксплуатационных параметров опор, в частности жесткости слоя смазывающего вещества, является сохранение параметра  $m=p_1/p_n$  (где  $p_1$  – давление в кармане;  $p_n$  – давление насоса) путем применения адаптивных систем питания.

Сопротивление компенсаторов адаптивной системы питания изменяется синхронно с изменением среднего значения сопротивления карманов. Применение адаптивных систем питания обеспечивает следующие преимущества: повышение надежности опор, так как компенсирующие элементы при работе находятся в движении, препятствующим зарастанию дросселирующей щели; снижается нагрев опоры вследствие увеличения потока смазывающего вещества через опору по мере нагрева; повышается жесткость и несущая способность слоя смазывающего вещества; исключаются наладочные работы по установлению рабочего давления в карманах опоры.

В качестве комбинированных систем питания можно также отметить систему питания насос-карман с регулируемой производительностью насосов, а также использование многопоточного регулятора с упругим (либо подвижным) элементом, имитирующим движение рабочего органа на гидростатических опорах, карманы которого соединены с соответствующими соплами регулятора и обеспечивают обратную связь по давлению.

### **Литература**

1. Решетов А.Н., Портман В.Г., Точность металлорежущих станков// М: Маш-ние: 1986г. 333 с.
2. Бушуев В.В. Ковалев В.Д., Бабин О.Ф., Донченко А.И. Гидростатические опоры вертлюга тяжелого токарного станка // СТИН- 1999 г. - №12. с.12-15.
3. Бушуев В.В. Гидростатическая смазка в станках. М: Маш-ние, 1989, 176с.



И.А. Кириченко

Восточноукраинский национальный университет, Луганск, Украина

**ГИПЕРБОЛОИДНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА, ПОЛУЧЕННАЯ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРОИЗВОДЯЩЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ***The article investigates hyperbola tooth-gear with linear contact obtained by cylindrical give birth surface*

Повышение нагрузочной способности винтовых зубчатых передач является актуальной задачей, так как они позволяют получить компактные конструкции и поэтому найдут широкое распространение в редукторах, например, для газовых, авто и авиадвигателей, в бурильных станках и т.п. [1].

Синтезу винтовых передач с повышенной нагрузочной способностью посвящены работы как отечественных, так и зарубежных исследователей [2, 3, 4, 5]. В данном исследовании рассмотрены основы синтеза винтовых передач, когда линии контакта сопряженных зубьев перемещаются в процессе зацепления аналогично зацеплению цилиндрических эвольвентных колес, смонтированных на параллельных валах. При этом предлагаемая винтовая передача состоит из “гиперboloидного” и цилиндрического колес. При этом зубья “гиперboloидного” колеса зубчатой пары формообразуются при помощи цилиндрического производящего колеса, по схемам, предложенным в работах [3, 4, 5].

Заметим, что инструментом при нарезании “гиперboloидного” колеса пары служит цилиндрическое инструментальное колесо без статических задних углов, т.е. незатылованное или остронезаточенное зубчатое колесо.

Второе цилиндрическое колесо пары может быть нарезано одним из широко распространенных методов, таким, как зубофрезерование, зубодолбление. Кроме того, можно нарезать это колесо при помощи “гиперboloидного” обкаточного резца без задних статических углов.

Профили цилиндрического инструментального колеса в торцовом сечении в подвижной системе координат можно записать в следующем виде

$$x_1 = f_1(\theta); \quad y_1 = f_2(\theta) \quad (1)$$

где  $\theta$  - переменная величина (параметр);

$f_1(\theta)$ ,  $f_2(\theta)$  - произвольные необходимое число раз дифференцируемые функции.

Поверхности зубьев производящего колеса образуются движением кривой (1) по образующей цилиндра с радиусом делительного цилиндра  $R_1$ . Поверхности зубьев косозубого производящего колеса образуются винтовым движением кривой (1). При этом винтовой параметр  $P = R_1 \operatorname{ctg} \beta$ , где  $\beta$  - угол наклона зубьев производящего колеса.

Процесс зацепления производящей поверхности с нарезаемым “гиперboloидным” колесом легко понять из рис., на котором показаны подвижные системы координат  $x_1 y_1 z_1$  и  $x_2 y_2 z_2$ , связанные соответственно с производящим и нарезаемым колесами, и неподвижная  $x_{uz}$ , и промежуточная  $x_p y_p z_p$  системы;  $\gamma$  - угол скрещивания

осей производящего и нарезаемого колес;  $a_w$  - межосевое расстояние по межосевой линии зубчатой передачи;  $\varphi_1, \varphi_2$  - углы поворота производящего и нарезаемого колес.

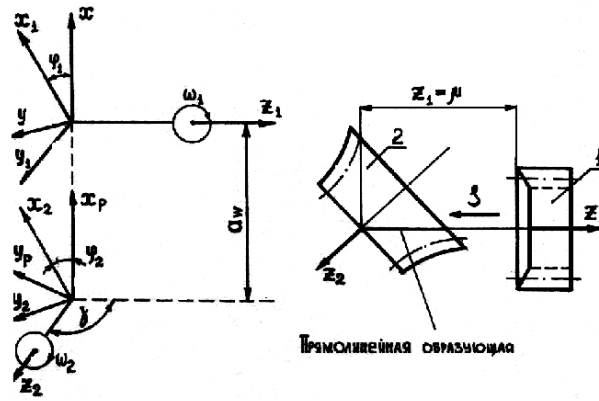


Рисунок – Изготовление зубьев на “гиперboloиде”

Углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  связаны выражением  $\varphi_2 = u_{21}\varphi_1$ , где  $u_{21}$  - передаточное отношение при зацеплении производящего и нарезаемого колес.

Тогда уравнения, например, поверхности зубьев прямозубого цилиндрического колеса в подвижной системе координат  $x_1y_1z_1$  запишем в следующем виде

$$x_1 = f_1(\theta) - R_1; \quad y_1 = f_2(\theta); \quad z_1 = \mu \quad (2)$$

Здесь  $\mu$  - параметр, определяющий положение кривой (1) по оси  $Z_1$ .

Используя известные методы теории зубчатых зацеплений [2], получим уравнение зацепления прямозубого производящего колеса с “гиперboloидным” колесом в следующем виде:

$$F(\theta, \mu, \varphi) = (u_{21} \cos \gamma - 1)[f_2' + f_1'(f_1 - R_1)] - z_1 u_{21}(f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) \sin \gamma - a_w u_{21}(f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1) \cos \gamma = 0 \quad (3)$$

Здесь  $f_1', f_2'$  - производные функции по параметру  $\theta$ .

Уравнение станочного зацепления можно получить путем перехода от подвижной системы координат  $X_1Y_1Z_1$  к неподвижной системе  $XYZ$  с использованием уравнения (3). Тогда получим:

$$\begin{aligned} x &= (f_1 - R_1) \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1; \quad y = (f_2 - R_1) \sin \varphi_1 + f_2 \cos \varphi_1; \\ z &= -\frac{(1 - u_{21} \cos \gamma)(f_2 f_2' + f_1'(f_1 - R_1)) + a_w u_{21}(f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1) \cos \gamma}{u_{21}(f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) \sin \gamma} \quad (4) \end{aligned}$$

Уравнения (4) при  
 $M_{21} = (M_{2p}M_{po})M_{01} =$

$$\begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \gamma \sin \varphi_2 & a_w \cos \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & & \\ -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + & -\sin \gamma \cos \varphi_2 & -a_w \sin \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & & \\ \sin \gamma \sin \varphi_1 & \sin \gamma \cos \varphi_1 & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

являются

уравнениями линии рабочего зацепления. Эта линия будет винтовой с переменным шагом, поскольку скорость движения точек контакта вдоль оси  $Z$  - величина переменная.

Поверхность зубьев изготавливаемого "гиперболоидного" колеса определяется соотношением (3) в совокупности с выражением:

$$x_2 y_2 z_2 = M_{21}(x_1 y_1 z_1) \tag{5}$$

где  $M_{21}$  - результирующая матрица для непосредственного перехода от  $x_1 y_1 z_1$  к  $x_2 y_2 z_2$

$$M_{21} = (M_{2p}M_{po})M_{01} =$$

$$= \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \gamma \sin \varphi_2 & a_w \cos \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & & \\ -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + & -\sin \gamma \cos \varphi_2 & -a_w \sin \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & & \\ \sin \gamma \sin \varphi_1 & \sin \gamma \cos \varphi_1 & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Здесь  $M_{01}$  - матрица перехода от системы координат  $x_1 y_1 z_1$  к  $x y z$ ,  $M_{po}$  - матрица перехода от  $x y z$  к  $x_p y_p z_p$ ,  $M_{2p}$  - матрица перехода от  $x_p y_p z_p$  к  $x_2 y_2 z_2$ .

Используя указанное в [2] правило составления матриц запишем

$$M_{01} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad M_{p0} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & a_w \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

$$M_{2p} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

В приведенной матрице  $M_{01}$  индекс "0" сохраняется лишь в обозначении этой матрицы перехода. Для неподвижных координат  $xuz$  этот индекс для краткости записи опускается.

Полученные передачи имеют область существования при углах скрещивания  $90^\circ < \gamma < 180^\circ$ . Область наиболее выгодных значений угла скрещивания осей колес можно установить, используя геометрические и кинематические параметры работоспособности зубчатых передач.

Возможность создания передач такого типа при углах скрещивания осей колес  $0,5\pi \leq \gamma \leq \pi$  будет обеспечена при использовании для формообразования "гиперболоидного" колеса косозубых производящих колес. В этом случае поверхность зубьев производящего колеса будет являться винтовой поверхностью, уравнение которой можно записать в системе  $x_1y_1z_1$  (см. рис.) в виде:

$$x_1 = (f - R_1) \cos \mu - f_2 \sin \mu; \quad y_1 = (f_1 - R_1) \sin \mu + f_2 \cos \mu; \quad z_1 = P\mu \quad (6)$$

Здесь  $f_1, f_2$  - профиль зуба в торцовом сечении;  $\mu = z_1$

Тогда уравнения станочного зацепления можно записать в следующем виде:

$$F(\theta, \mu, \varphi_1) = P^2 \mu [f_1' \sin(\mu + \varphi_1) + f_2' \cos(\mu + \varphi_1)] + Pa_w [f_2' \sin(\mu + \varphi_1) - f_1' \cos(\mu + \varphi_1)] \operatorname{ctg} \gamma - [(f - R_1) \cos(\mu + \varphi) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1) + a_w - P(1 - u_{21} \cos \gamma) / u_{21} \sin \gamma] [f_1' (f_1 - R_1) + f_2 f_2'] = 0 \quad (7)$$

Уравнения поверхности станочного зацепления получаем, записывая (6) в неподвижной системе координат  $xuz$

$$x = (f_1 - R_1) \cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1)$$

$$y = (f_1 - R_1) \sin(\mu + \varphi_1) + f_2 \cos(\mu + \varphi_1); \quad z = P\mu_1$$

где  $\theta, \mu, \varphi_1$  связаны уравнением (7)

Уравнения поверхностей зубьев на гиперboloидном колесе, образуемыми косозубым производящим колесом принимают следующий вид

$$\begin{aligned}
 x_2 &= [(f_1 - R_1) \cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1)] \cos \varphi_2 - [(f_1 - R_1) \sin(\mu + \varphi_1) + \\
 &\quad + f_2 \cos(\mu + \varphi_1)] \cos \gamma \sin \varphi_2 - P \mu \sin \gamma \sin \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2 \\
 y_2 &= -[(f_1 - R_1) \cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1)] \sin \varphi_2 + [(f_1 - R_1) \sin(\mu + \varphi_1) + \\
 &\quad + f_2 \cos(\mu + \varphi_1)] \cos \varphi_2 - P \mu \sin \gamma \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2 \\
 z_2 &= [(f_1 - R_1) \sin(\mu + \varphi_1) + f_2 \cos(\mu + \varphi_1)] \sin \gamma + P \mu \cos \gamma
 \end{aligned}$$

Дополнительная связь между параметрами  $\theta, \varphi_1, \mu$  выражается уравнением станочно-го зацепления (7). Выбором кривых для профилирования производящих колес можно обеспечить высокие показатели работоспособности гиперболоидных зубчатых передач. Предварительная оценка работоспособности предлагаемых передач показывает, что они имеют более благоприятные условия контакта зубьев по сравнению с винтовыми передачами эвольвентного зацепления [5].

Выводы: в статье приводятся способы изготовления “гиперболоидных” колес на половине однополостной “гиперболоидной” заготовки. При этом нарезание осуществляется при помощи цилиндрической производящей поверхности, которая подается от большего торца к горловому сечению.

#### Литература

1. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи.- М.: Машиностроение, 1969.- 432 с.
2. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений.- М.: Наука, 1968.- 584 с.
3. Либуркин Л.Я., Трубяков В.А. Повышение нагрузочной способности винтовой зубчатой передачи // Зубчатые и червячные передачи. Сб. науч. трудов.- Л: Машиностроение, 1974.- С.24-30.
4. Севрюк В.Н., Шишов В.П., Витренко А.Н. Исследование зубчатых передач на скрещающихся валах, когда одно из колес пары является прямозубым колесом. В сб.: Проблемы исследования, проектирования и изготовления зубчатых передач (тезисы докладов).- Хабаровск.- 1974.- С.92-96.
5. А.Н. Витренко, В.П. Шишов, А.Е. Третьяк. К исследованию винтовых зубчатых передач, нарезанных долбяком. В межвуз. сб. Вопросы проектирования и исследования механизмов машин-автоматов.- Новочеркасск.- 1977.- С. 23-30.

**А.В. Деревянко, А.А.Сердюк**

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина.

### **ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

*The problems of out-of-date machining equipment modernization are considered in this article. Modern methods of technical condition determination are analyzed. New way of technical condition determination is researched. New variant of technical diagnostics system is proposed.*

В настоящее время большинство используемых на промышленных предприятиях станков с ЧПУ являются морально и физически устаревшими. Некоторые предприятия находят выход из положения в замене устаревших систем управления такими, которые позволяют компенсировать практически все кинематические погрешности, вызванные механическим износом (выборка люфтов, компенсация биений и т.д.), а также способны предоставить дополнительные функции управления. Однако у систем подобного типа есть существенный недостаток: высокая стоимость при неполном использовании функциональных возможностей.

В связи с этим возникает необходимость модернизировать существующее оборудование таким образом, чтобы при минимальных затратах на модернизацию обеспечить требуемые характеристики. Для решения этой задачи необходимо четкое представление о техническом состоянии всех узлов станочной системы.

В настоящее время существует ряд методов определения технического состояния станочного оборудования. Все эти методы либо носят статистический характер, либо являются косвенными.

К первой группе методов можно отнести:

- отслеживание времени работы определенных узлов станочной системы (например, срок работы подшипников качения) и сравнение его с допустимым ресурсом работы данных узлов;
- отслеживание изменения допуска обрабатываемых деталей и сравнение его с допустимым для данного типа деталей.

Ко второй группе относят следующие методы:

- обработка эталонных деталей по методике завода-изготовителя с последующим определением (косвенными методами) технического состояния отдельных узлов;
- снятие осциллограмм переходных процессов в приводах станка и их обработка с использованием эталонных осциллограмм.

Существенным недостатком всех этих методов является то, что они не в полной мере обеспечивают обнаружение и своевременное устранение неисправностей, возникающих в процессе работы оборудования.

Таким образом, возникает необходимость постоянного контроля технического состояния оборудования, имеющего целью своевременное обнаружение дефектов и не-

исправностей на стадии их зарождения и недопущение перерастания их в аварийные ситуации.

Известно [1], что эксплуатация оборудования сопровождается двумя основными видами воздействий, приводящими к его отказам.

Воздействия первого вида обусловлены естественными процессами старения и износа. Для них характерно длительное и постоянное накопление изменений свойств узла или детали с медленным изменением соответствующих параметров во времени, а затем резкий внезапный переход в новое техническое состояние. Оно определяется новым уровнем, требующим определенных ремонтно-восстановительных работ или замены детали, узла или агрегата. Примерами таких процессов могут служить старение изоляции обмоток, износ подшипников и т. п. Воздействия второго вида обусловлены внешними и внутренними возмущениями и аномальными нагрузками. Они чаще всего связаны с нарушениями условий нормальной эксплуатации оборудования и вызывают внезапные отказы самого оборудования.

Для оперативного отыскания неисправностей в станочных системах целесообразно использовать современные технические средства, выполненные на основе математических моделей с использованием ПЭВМ. В этом случае большое значение в получении достоверного результата о функционировании объекта имеет достаточно полно разработанная математическая модель.

В зависимости от характера протекающих процессов, объект может быть описан моделями 1-го, 2-го или 3-го порядков.

Модели 1-го порядка являются наиболее простыми, и подходят для описания объектов, не обладающих нелинейными свойствами при небольшом диапазоне изменения входных параметров.

Опыт показывает, что модели узлов станочной системы, имеющие первый порядок, не являются адекватными. Это связано со значительными кинематическими и электрическими нелинейностями, присущими процессам, происходящим в станочной системе.

В связи с этим широкое распространение получили математические модели второго порядка в виде функциональных рядов. Это объясняется тем, что, согласно теореме Вейерштрасса, для всякой непрерывной на ограниченном интервале функции при заданной точности найдется алгебраический полином, который будет аппроксимировать эту функцию с заданной точностью.

Учитывая тот факт, что число факторов, влияющих на техническое состояние системы велико, модель имеет следующий вид:

$$y(u_1, u_2, \dots, u_N) = \sum_{i=0}^n a_i u_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} u_i u_j + \dots \quad (1)$$

где  $u_i$  - факторы, влияющие на техническое состояние оборудования;  $a_i$ ,  $b_{ij}$  - искомые коэффициенты регрессии.

Очевидно, что для построения модели некоторого объекта необходимо нахождения коэффициентов регрессии выражения (1).

Существует большое число методов определения коэффициентов полинома, описывающего модель. Большинство из этих методов оперирует с данными, полученными в результате эксперимента. Преимуществом данных методов является то, что полученная модель адекватна объекту на всем диапазоне изменения входных параметров. К недостаткам можно отнести то, что степень адекватности зависит от количества и качества полученных экспериментальных данных, что подтверждается выражением для дисперсии адекватности модели (2).

$$S_{\text{ад}}^2(y) = \frac{1}{N-1} \sum_{u=1}^N (\hat{y}_u - y_u)^2 \quad (2)$$

где  $N$  - число опытов;  $\hat{y}_u, y_u$  - расчетное и экспериментальное значения функции.

Из (2) видно: чем больше проводится опытов и чем меньше отклонение расчетного значения функции от экспериментального, тем меньше дисперсия адекватности и, соответственно, выше степень адекватности модели объекту.

Таким образом, возникает необходимость снятия максимального количества экспериментальных данных на требуемом диапазоне изменения входных параметров.

В качестве объекта исследований был выбран вертикальный консольно-фрезерный станок модели СФ-7. Известно, что наиболее высокий информационный уровень о состоянии станочной системы несут следующие параметры: ток якорной цепи двигателя привода подачи, перемещение (скорость) рабочего органа и вращающий момент на шпинделе. Именно эти параметры подлежат идентификации с целью определения технического состояния станка.

В то время как измерение тока и момента реализуется стандартными методами, наибольшие трудности в процессе построения информационной системы возникают при решении задачи измерения перемещений рабочих органов станка. С одной стороны желательно сохранить существующие средства измерения, с другой – эти средства, как правило, имеют недостаточную точность. В связи с этим, было принято решение использовать имеющиеся на станке датчики (вращающиеся трансформаторы), а их разрешающую способность увеличить программным способом. Реализовано это следующим образом.

Импульсные сигналы с первичной  $f_{\text{дос1}}$  и вторичной  $f_{\text{дос2}}$  обмоток вращающегося трансформатора поступают на входы внешних прерываний микроконтроллера. Приход положительного фронта сигнала  $f_{\text{дос1}}$  вызывает прерывание, программа обработки которого запускает таймер-счетчик, который начинает отсчитывать количество временных интервалов с программно заданной длительностью  $T=1/f_{\text{TC}}$  (рисунок 1). Программа обработки прерывания от положительного фронта сигнала  $f_{\text{дос2}}$  запрещает работу таймера и определяет сдвиг фаз между  $f_{\text{дос1}}$  и  $f_{\text{дос2}}$  как число временных интервалов, отсчитанных таймером за время  $t = t_2 - t_1$  (рисунок 1).



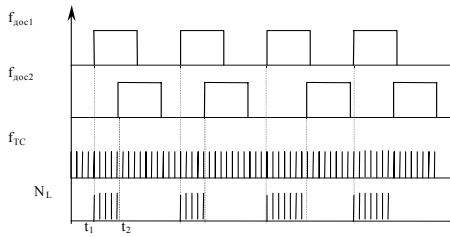


Рисунок 1

Для обеспечения величины дискреты перемещения  $\delta=0,01\text{мм}$  при  $f_{\text{дос}1} = f_{\text{дос}2} = 9375\text{ Гц}$ , частота временных интервалов, отсчитываемых таймером должна составлять:

$$f_{TC} = \frac{f_{\text{ДОС}i}}{\delta} = 0,94 \cdot 10^6 \text{ Гц}.$$

Таким образом, использование данного способа определения величины перемещения рабочего органа позволяет программно изменять величину контролируемой дискреты перемещения, что может быть полезно при исследовании влияния различных возмущающих факторов на состояние станочной системы.

Информационно – управляющая система разработана в соответствии с концепцией распределенного управления, т.е. имеет следующую структуру (рисунок 2).

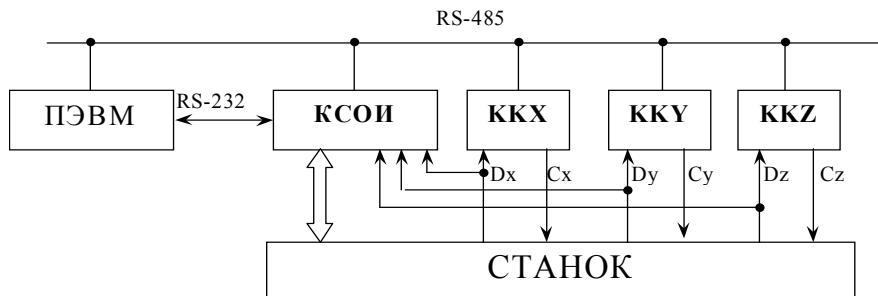


Рисунок 2

Система состоит из двух уровней. Первый (низкий) представлен контроллерами управления тремя координатами (ККХ, ККУ и ККЗ) и контроллером сбора и обработки информации (КСОИ). Вторым уровнем (высоким) является ПЭВМ, которая необходима для диспетчеризации устройств низкого уровня, а также для регистрации результатов исследований и их обработки.

Все модули информационной системы объединены локальной управляющей сетью, имеющей топологию «ОБЩАЯ ШИНА» на базе промышленного интерфейса последовательной передачи данных RS-485. Такой подход делает возможным подключение до 32 устройств без внесения изменений в расположение и функционирование уже работающих на шине модулей. Кроме того, данный интерфейс обеспечивает высокую скорость обмена (до 10 Мбит/с) наряду с высокой помехозащищенностью.

Контроллер управления координатой представляет собой интеллектуальное устройство, способное как регистрировать перемещение рабочего органа с точностью

$\pm 0.005$ мм, так и реалізують функції управління приводом в автоматическом режиме. Входными сигналами контроллеров являются сигналы от датчиков положения  $D_i$ . Перемещение (скорость) рабочего органа определяется программным путем. Далее эти параметры участвуют в формировании сигналов управления соответствующим приводом  $C_i$ . Ядром данной подсистемы является флеш-микроконтроллер AT89C2051 фирмы ATMEL, во внутреннюю память которого записаны процедуры программной реализации функций контроля траектории и управления приводом.

Ядром контроллера сбора и обработки информации является микроконвертер AduC812 фирмы Analog Devices, имеющий следующие основные характеристики:

- внутренний восьмиканальный высокоскоростной 12-разрядный АЦП;
- два внутренних 12-разрядных ЦАП;
- 8Кбайт внутренней флеш-памяти программ, 640 байт внутреннего ОЗУ;

Очевидно, характеристики данного конвертера позволяют использовать его в качестве ядра системы сбора и обработки аналоговой и цифровой информации.

Входными сигналами данной подсистемы являются:

- аналоговый сигнал, снимаемый с тензорезисторного моста на шпинделе станка (измерение вращающего момента);
- аналоговый сигнал, снимаемый с шунта в цепи якоря двигателя привода подачи (измерение тока якоря);
- импульсные сигналы с датчиков положения (контроль траектории).

Контроллер формирует массивы измерений и по каналу связи передает их в ПЭВМ для последующей обработки с целью определения технического состояния оборудования.

Таким образом, разработанная система позволит сократить путь между теоретическими и экспериментальными исследованиями процессов, происходящих в станочной системе. Кроме того, расширяемость системы и отсутствие привязки к определенному типу оборудования делает возможным ее использование в качестве универсального диагностического средства при ремонте и модернизации станочного оборудования. Свойство же многофункциональности позволяет использовать данную систему в качестве управляющего комплекса.

#### **Литература**

1. Волик В.Г., Вуянов Б.В. Методы управления и синтеза структур управляющих систем. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 286с.
2. Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика [Труды конференции] // Под общ. ред. В.Б. Клепикова.- Х.: Основа, 1995.- 232с.

**Л.В. Пивоваров, Н.К. Нечволод, В.И. Рукасов**  
 Славянский государственный педагогический институт, Славянск, Украина.  
**О.В. Субботин**  
 Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина.

### **КОМПЕНСАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ИНЕРЦИОННЫМ ПАРАМЕТРИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ЭНЕРГИИ**

*The possibility and advisability of construction the autonomous ecological pure inertia power converters of depressive energy of the environment have been substantiated. Some experimental researching results of physical plant model have been cited. New problems have been raised.*

Металлорежущий станок может рассматриваться как колебательная система с распределенными параметрами. Свойства такой системы могут изучаться как на модели, так и на реальном станке. Например, установлено, что ошибки зубчатого зацепления вызывают вибрации шпинделя, в соответствии с амплитудами которых появляются неровности на обрабатываемой поверхности. Динамические нагрузки, возникающие вследствие ошибок зацепления, могут быть измерены тензодатчиками. Изменение сигналов тензодатчика усиливается и затем записывается в виде осциллограммы. В некоторых случаях эти сигналы могут быть использованы для компенсации возникающих динамических нагрузок. Примером такого устройства может быть инерционный параметрический преобразователь энергии, суть работы которого сводится к формированию механических колебаний в противофазе возникающим динамическим нагрузкам с амплитудой, пропорциональной входному сигналу. Рассмотрим такой преобразователь.

Принцип параметрического возбуждения механических колебаний (ПВК) плоского однородного тяжелого диска на горизонтальной оси вращения основан на периодическом фазосинхронном изменении радиальной координаты центра тяжести диска. Для этих целей используется вспомогательное дебалансное тело (д-тело), вес которого  $m \cdot g$  значительно меньше веса диска  $m_0 \cdot g$ . Действием каких-либо периодических импульсных сил д-тело может совершать относительное радиальное возвратно-поступательное движение. Амплитуда колебаний д-тела регулируется. Импульсы силы действуют на д-тело всякий раз, когда радиус-вектор  $r$  совпадает с вертикальной осью и вектором поля земного тяготения.

Пусть в начальный момент времени  $t = 0$ ;  $\omega = 0$  д-тело находится в области состояний устойчивого равновесия (точка А на рис.1). Перемещение его вверх относительно диска на величину  $2 \cdot r$  и фиксация в области состояний неустойчивого равновесия вызывает появление вращающего момента  $M_0 = m \cdot g \cdot r \cdot \sin \varphi$ , где  $\varphi$  - угол отклонения д-тела от вертикали. Вращающий момент стремится вернуть систему в область состояний устойчивого равновесия, сообщая ей угловое ускорение  $\varepsilon = \frac{M_0}{J}$ ,

где  $J$  - момент инерции диска относительно оси вращения. Через интервал времени  $T/2$  угловая скорость диска будет равна  $\varepsilon \cdot T/2$ , а кинетическая энергия системы

$\frac{J \cdot \omega_0^2}{2}$ . Когда тело пересекает вертикаль, очередной импульс силы перемещает его вверх на  $2 \cdot r$ , откуда оно снова возвращается вместе с диском в область состояний устойчивого равновесия, а диск совершил один полный оборот, пересекает вертикаль с угловой скоростью  $\omega_1 = \varepsilon \cdot T_1$ , имея запас энергии.

Полученные результаты справедливы при условии, что система консервативна, а время движения д-тела по вертикали  $2 \cdot r$  значительно меньше минимального периода  $T$  вращения диска.

Существенной особенностью исследуемого преобразователя является нелинейность его характеристик.

В реальных условиях движение д-тела описывается двумя дифференциальными уравнениями: орбитальное (переносное, совместно с диском), вращательное движение по дуге ВСА (рисунок 1):

$$J \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + W_0 - M_T = 0, \quad W_0 = m \cdot g \cdot r \cdot |\sin \varphi|, \quad -\pi + \varphi_T > \varphi > 0. \quad (1)$$

и радиальное (относительное) движение  $M^o$  вертикали АОВ:

$$m \cdot \varphi + \bar{F}_y + \bar{F}_{кор} + \bar{F}_T = \bar{F}_n,$$

где  $J = (m_0 + m) \cdot r^2$ ;

$F_T$  - сила трения;  $F_y = \frac{m \cdot v^2}{r}$  - центробежная сила;  $F_{кор} = m \cdot [\omega \cdot v]$  - сила Кориолиса;  $F_n$  - сила стороннего источника энергии  $W_0$ .

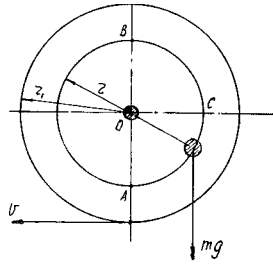


Рисунок 1 – Параметрическое возбуждение частоты оборотов диска в поле земного тяготения – диск вращается в вертикальной

Рассмотрим уравнения консервативной системы ( $M_T = 0$ ;  $F_T = 0$ ). Подстановкой в (1) значений  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ ;  $\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{d\omega^2}{2 \cdot d\varphi}$  получим уравнение

$$J = \frac{a \cdot \omega}{2 \cdot d\varphi} + m \cdot g \cdot r \cdot |\sin \varphi| = 0, \text{ решение, которого имеет вид:}$$

$$\omega = \pm \sqrt{\frac{2}{I}}(h + M_0 |\cos \varphi|); \quad \text{или} \quad \omega_i = \pm \sqrt{\frac{2M_0}{I}} \sqrt{N + |\cos \varphi|},$$

где  $h = \text{const}$ ,  $N = -1, 0, 1, 2, \dots$  - число полуоборотов диска.

Если  $N \gg |\cos \varphi|$ , то  $\omega^2 \sim \frac{2 \cdot M_0 \cdot N}{J}$ . Отсюда следует, что при увеличении уг-

ловой скорости диска от  $\omega = 0$  до  $\omega = \omega_i$  диск совершает  $N = \frac{J \cdot \omega^2}{2 \cdot M_0}$  полуоборотов, а

полное число оборотов диска равно  $N/2$ .

Чтобы уменьшить кинетическую энергию д-тела при больших частотах оборотов диска, и тем самым уменьшить расход энергии генератора накачки, необходимо уменьшить амплитуду  $r$  колебания д-тела. При этом, конечно, уменьшается вращающий момент, ускорение и увеличивается время разгона диска.

Например, при условии постоянства  $W_{k\delta} = W_0$  получаем

$$\frac{m \cdot (\omega \cdot r)^2}{2} = m \cdot g \cdot r, \text{ откуда } r = \frac{2 \cdot g}{\omega_i^2}, \quad \varepsilon = \frac{m \cdot g \cdot r \cdot |\sin \varphi|}{J}, \text{ а время накачки } t_p = \frac{\varepsilon}{\omega_i}.$$

Другую формулу времени накачки получают из (1):

$$t_p = \sqrt{\frac{I}{2M_0}} \int_0^{N_i} \frac{d\varphi}{\sqrt{N + |\cos \varphi|}} = \pi \sqrt{\frac{NI}{2M_0}} \quad \left| \quad N \gg |\cos \varphi| \right.$$

Условие фазовой синхронизации – одно из основных условий эффективной работы системы требует, чтобы д-тело за время  $\Delta t$  перемещения по вертикали от А через центр к В оставалось внутри некоторого угла  $\pm \varphi_T$ , (биссектрисой угла является вертикаль), т.е. время  $\Delta t$  должно быть значительно меньше времени  $T/2$ , в течение которого диск вместе с д-телом возвращается в исходное состояние устойчивого равновесия:  $\Delta t \ll \frac{T}{2} \gg \frac{2 \cdot r}{v_r}$ . Скорость  $v_r$  пропорциональна энергии импульса накачки

$\frac{W_0}{t_n} = F_0 \cdot v_r$ . При заданной  $v_r$ , длительность  $\Delta t$  можно уменьшить лишь уменьше-

нием амплитуды колебаний д-тела и его массы, что уменьшает момент вращения и увеличивает длительность времени накачки. В реальной системе всегда существуют потери, тогда уменьшение момента вращения ограничено моментом трения:  $M_0 > M_T$ . Потери энергии  $\delta W$ , приводящие к затуханию частоты оборотов диска, определяются из соотношения:

$$\delta W = \frac{2 \cdot \pi \cdot W_0}{Q},$$

где  $Q$  - добротность. Прирост энергии за период  $\Delta W - \delta W$  пропорционален начальной энергии  $W_0$ .

Чувствительность маятника с ПВК может быть чрезвычайно высокая, поэтому его целесообразно использовать в качестве предварительного возбудителя частоты оборотов диска. В процессе ПВК внешняя сила в течение каждого колебания совершает положительную работу и если эта работа превосходит потери энергии колебания в  $\delta W_0$  за период, то энергия колебаний маятника, а значит и амплитуда колебаний будут возрастать. Поэтому начальные собственные колебания, которые были сообщены маятнику, могут иметь сколь угодно малую амплитуду.

Схема экспериментального образца энергосилового инерционного устройства с ПВК диска показан на рис. 2а, а ее экспериментальные и теоретические характеристики в режиме холостого хода – на рис. 2б.

На рис. 2а приняты обозначения:  $m_0$  - диск гироскопа; 1 – радиальная направляющая немагнитная трубка, внутри которой свободно перемещается дифференциальное д-тело 2 - 2'. Под действием электромагнитного поля соленоидов 3 – 3', расположенных на поверхности трубки, д-тело может совершать возвратно-поступательное движение с регулируемой амплитудой  $r$ . Торцы трубки снабжены резьбовыми пробками – ограничителями 4 - 4' хода д-тела. Соленоиды подключены к выходам электронных усилителей тока 5 - 5', входы которых снабжены светодиодами 6 – 6'. Усилители, соленоиды и светодиоды питаются электрической энергией весьма малой мощности, вырабатываемой преобразователем 7 какого-либо вида энергии (ветровой, тепловой, биологической и т.п.) в электрическую. На корпусе опытного образца в точке пересечения вертикали и горизонтального уровня соленоида был укреплен лучевой датчик вертикали 8, обеспечивающий фазовый синхронизм движения д-тела и диска.

Параметры модели: вес алюминиевого диска диаметром 0,2 м и толщиной 6 мм был равен  $\sim 0,6$  кг; вес ферромагнитного плунжера (д-тело) диаметром 1,0 см и длиной 3 см равнялся 20 г; вес генератора накачки (соленоидов, направляющей трубки, электронных усилителей, включая источники питания) – 0,2 кг. Генератор накачки укрепляли на плоскости диска и закрывали пластиковым тарелкообразным чехлом обтекаемой формы. Общий вес вращающейся части модели составлял  $\sim 1,0$  кг.

Генератором накачки диск раскручивался до оборотов  $\omega_i$  в режиме холостого хода. Затем генератор накачки выключался и наблюдалось уменьшение частоты оборотов вращающейся системы в  $e = 2,71$  раз:  $\omega_2 = \frac{\omega_i}{e}$ . Фиксировалось время переходного режима  $\Delta t = \frac{T}{\delta}$ , где  $\delta$  - логарифмический декремент затухания;  $T_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1}$  - период колебаний ( $\omega = \omega_1$ ).

Так как  $\delta = \frac{\pi}{Q}$ , то добротность  $Q = \frac{\pi \cdot \Delta t}{T_1} = \frac{\omega \cdot \Delta t}{2}$ .

Энергия генератора накачки на выходе за  $T_1/2$ :  $W_0 = m \cdot g \cdot r_0 \cdot \frac{2}{\pi}$ , Н·м

Потеря энергии в генераторе накачки:  $\delta W_0 = \frac{\pi}{Q} \cdot W_0$ .

Момент сухого трення експериментально определяется зоной нечувствительности при отклонении колебательной системы от вертикали на угол, которому соответствует момент трения:  $M_T = m \cdot g \cdot r \cdot \sin \varphi_T$ . Если вращающий момент  $M_o = m \cdot g \cdot r \cdot \sin \varphi < M_T$ , возбуждение в системе не происходит.

Экспериментально предельная величина угла нечувствительности определяется углом поворота диска в режиме холостого хода до величины, когда, достигнув соотношения  $M_o > M_T$ , диск начнет самостоятельно, под действием сил тяготения, удаляться от зоны неустойчивого состояния (точка В), возвращаясь в состояние устойчивого равновесия (точка А).

Экспериментальная характеристика  $\omega(t)$  модели в режиме накачки его кинетической энергии показана на рис.2-б, кривая 1. Для сравнения там же построены теоретические характеристики  $\omega(t)$  для консервативной системы (кривая 2) и для диссипативной системы (кривая 3).

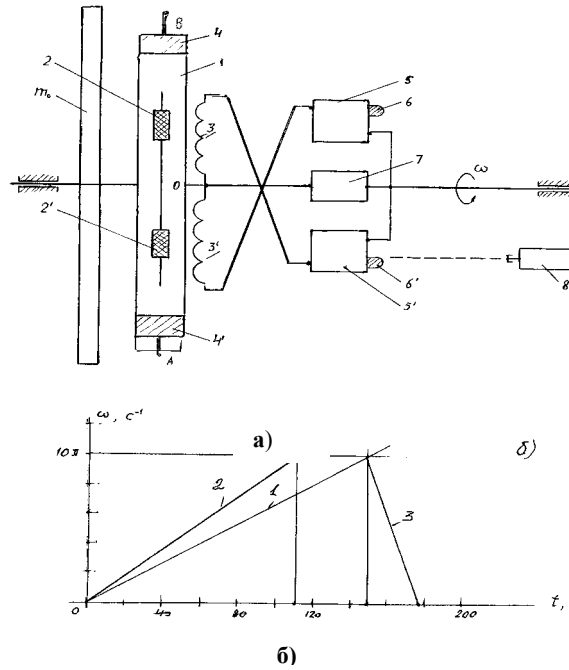


Рисунок 2 – Принципиальная схема электромеханического генератора накачки энергии плоского диска (а) и скоростные характеристики модели инерционного аккумулятора (б).

Нагрузка диска в рабочем режиме моделировалась «подъемником» – грузом известного веса, подвешенного на гибкой нерастяжимой нити, наматываемой на бара-

бан известного диаметра  $2 \cdot r_n$ , вал которого состыкован с валом диска. Тормозной момент, развиваемый подъемником  $M_n = P_n \cdot r_n$ , регулировался изменением веса груза  $P_n$ . Энергия, расходуемая диском при подъеме груза на высоту  $H$ , вычислялась по формуле:  $W_n = P_n \cdot H \cdot \Delta t = P_n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot N_1$ , где  $N_1$  – число витков нити, намотанной на барабан за время  $\Delta t$ .

В режиме нагрузки энергия диска расходуется на подъем груза. В одном из экспериментов диск, вращающийся с угловой скоростью  $\omega = 10\pi$ , поднимал груз весом 0,02 кг на высоту 0,8 м за 20 с, израсходовал свою энергию практически полностью. Увеличив вес диска в  $10^3$  раз (1 тонна), радиус в 5 раз (0,5 м) и частоту оборотов в 10 раз (3000 об/мин) энергия диска увеличится в  $5 \cdot 10^5$ . Экспериментальная характеристика  $\omega(t)$  в диапазоне 0...120 об/м показана на рис.2-б (линия 1)

Экспериментальная проверка результатов теоретических исследований на физической модели автономного аккумулятора с электромеханическим генератором накачки энергии в диапазоне 0-200 об/мин, позволила убедиться в отсутствии технических препятствий для использования подобных устройств в качестве альтернативных источников механической и электрической энергии. Существует разнообразие вариантов их схем, диапазонов частоты оборотов, типов генераторов накачки, зависящих от свойств и характеристик используемой внешней энергии. Повышение эффективности работы генератора накачки энергии достигается применением системы внутренней рекуперации.

При работе преобразователя в станочной системе энергия диска будет определяться динамическими нагрузками и компенсироваться ими.

Идея использования инерционного преобразователя для компенсации динамических возмущений станочной системы требует своего дальнейшего развития, так как автономное инерционное энергосиловое устройство разрабатывается впервые, и до сих пор находило практическое применение на транспортных средствах – гиробусах, электрожиробусах, гировозах, в стационарных накопителях энергии и др.

#### Литература

1. Фейнман Р. и др. «Фейнмановские лекции по физике», Т.1. Современная наука о природе. Законы механики, Т.2. Пространство, время, движение. Изд. Мир, М. 1986.
2. Мандельштам Л.И. Полн. собр. трудов. Т.2. М.-Л. 1947.
3. Лопухин В.М., Фоталь А.С. Электронно-лучевые параметрические усилители. М. 1988.
4. Горелик Г.Н. Колебания и волны. М. 1969.



УДК 62-83.004.15

**В.Е. Цыганаш, Е.В. Пищулина, И.Н. Тюрдьо**

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ РЕЗОНАНСНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

*The results of laboratory research of the model intended for evaluation of optimal regime in a power electrical circuit of a technological system are given.*

Общество тратит громадные ресурсы на производство энергии, в том числе и электрической, возрастающие трудности преодолеваются ценой больших материальных, трудовых, интеллектуальных затрат, возникают серьёзные экологические проблемы. Вместе с тем затраты на мероприятия, связанные с энергосбережением, с рациональным потреблением энергии, неадекватно малы, а сами эти мероприятия часто носят случайный, неубедительный характер.

Острота этой проблемы во многом связана с тем, что несмотря на существование большого разнообразия видов электротермических установок, типоразмеров массовых электродвигателей даже при развитой их специализации, режимы нагрузки этих энергопотребителей чрезвычайно разнообразны. На практике всё это приводит к тому, что в подавляющем большинстве случаев энергопотребители оказываются недогруженными, т.е. фактические значения КПД и  $\cos\varphi$  оказываются ниже, иногда существенно, номинальных значений [1].

Подчеркнём, что речь идёт о массовых, повсеместно распространённых установках, потребляющих более половины всей электроэнергии, и ущерб, не очень заметный в каждом отдельном случае, становится громадным в целом по энергетике страны.

Решение проблемы энергосбережения в различного рода технологических системах (ТС) связано, во-первых, с существенным расширением гаммы технических решений, благодаря чему будет обеспечена возможность выбора оптимального в конкретном применении варианта, и, во-вторых, с более смелым использованием нестандартных, нетрадиционных решений [1].

В работе [2] намечен подход к задаче энергосбережения с позиций системного анализа. ТС рассматривается как объект, состоящий из трёх подсистем: "источника питания" ("ИП"), "нагрузки" ("Н") и модели системы в целом ("М") (рисунок 1.). Первые две, взаимодействующие между собой подсистемы, являются основными. "ИП" обеспечивает отбор электроэнергии из сети и её подвод к нагрузке, представляющей силовую активно-индуктивно-ёмкостную (R,L,C) цепь. "Н" обеспечивает непосредственное преобразование электрической энергии в механическую работу или теплоту. Обычно в первой подсистеме допускается регулирование мощности, отбираемой из сети, а во второй имеется возможность влияния на нагрузку, исходя из условий протекания технологического процесса и допустимых условий эксплуатации электрооборудования.

В данных испытаниях (рисунок 1) величина отбираемой из сети мощности  $P_n(t)$ , в текущий момент времени  $t$ , задаётся изменением движка автотрансформатора РНО250-2. Напряжение  $U_n$ , ток  $I_n$  и мощность  $P_n(t)$  измеряются приборами V, A, W переносного измерительного комплекта К50.

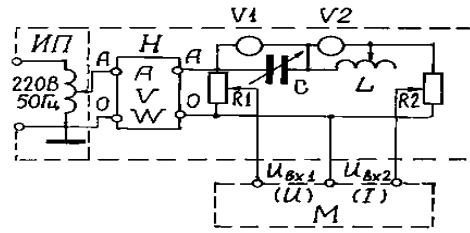


Рисунок 1 – Схема стенда для лабораторных испытаний модели

Во второй подсистеме (“Н”) также имеется широкий выбор средств влияния на нагрузку силовой цепи: L (ЛАТР типа РНО250-2), С (магазин ёмкостей 0,1,2,3,...,40мкФ), R<sub>1</sub> (реостат 450м). Имеется возможность контроля напряжений на C,L - V<sub>1</sub> (B7-27A), V<sub>2</sub> (B7-27A1/1), а также измерения тока I и напряжения U силовой цепи, поступающих на модель “М”. Сигналы, характеризующие U и I, снимаются с сопротивлений R<sub>1</sub> и R<sub>2</sub> и подаются в виде переменных напряжений U<sub>ox1</sub>, U<sub>ox2</sub> на входы модели. В системе модель представлена в виде управляемого колебательного контура высокой добротности [2].

Целью проводимых лабораторных испытаний является качественная проверка адекватности процессов, описываемых предлагаемыми формулами с теми физическими процессами, которые происходят в модели, и на этой основе – обоснование принципиальной возможности определения поведения экстремальной траектории, характеризующей оптимальность электрического режима в силовой цепи.

Поскольку на практике приходится иметь дело с достаточно мощными потребителями энергии, то решение оптимизационной задачи необходимо проводить на всех этапах работы ТС: запуска, нормального функционирования системы и её отключения. Наиболее подходит для решения такой задачи выбор в качестве критерия оптимального управления коэффициента использования мощности источника питания K<sub>n</sub>(t)

$$K_n(t) = \frac{P_H(t) - P_{nom}(I) - \Delta P_p(t)}{P_H(t)}$$

где P<sub>nom</sub>(I) - мощность потерь, зависящая от тока I силовой цепи, ΔP<sub>p</sub>(t) = UΔI + IΔU - недоиспользованная мощность источника питания, возникающая в результате отклонения от оптимального режима по току на ΔI и по напряжению на ΔU .

Рассмотрим составляющие K<sub>n</sub>(t) ,области их определения и возможности реализации в модели.

P<sub>H</sub>(t) - мощность, которую может развить “ИП” в данный момент времени и при данных условиях. В процессе испытаний задаётся и поддерживается неизменной P<sub>Hi</sub>(t) = const , выполняет функции нормы и задаёт область определения U и I (рисунок 2). В модели она воспроизводится косвенно в виде выходного напряжения

$U(t) \cdot P_{nom}(I)$  - характеризується складною залежністю, нелінійно зростаючої з ростом тока. В моделі вона характеризує втрати в коливальному контурі і воспроизводиться косвенно в складі вираження:

$$K_n(t) = \frac{P_H(t) - P_{nom}(I)}{P_H(t)}$$

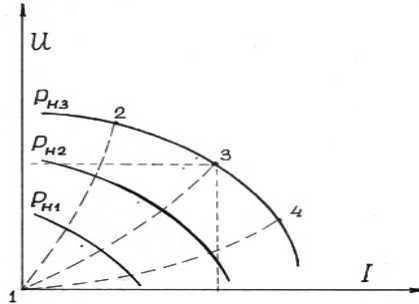


Рисунок 2 – Взаимное расположение множеств допустимых значений переменных

Для того, чтобы  $U(t) \cong K_n(t)$  необходимо подобрать одинаковую величину снижения  $U(t)$  и  $K_n(t)$  с ростом тока в силовой цепи. Это выполнить нетрудно как по причине отсутствия жёстких требований к точности равенства  $U(t) = K_n(t)$ , так и свободы в выборе рабочей точки на характеристике (рисунок 3), определяющей спад  $U(t)$  и не влияющей на режим работы коливального контура модели, находящейся под воздействием  $U$  и  $I$ .

Реализация равенства  $U(t) = K_n(t)$  в рабочем диапазоне ТС при выполнении условия  $\Delta P_p(t) = 0$  позволяет воспроизводить в модели оптимальное решение, адекватное оптимальному режиму в силовой цепи установки. Возможность моделирования только оптимальной траектории (а не всей области, включающей эту траекторию) позволяет произвести упрощения и дальнейшую локализацию задачи. Так, если имеется возможность выхода на заданное значение  $P_H(t)$  по траекториям 1-2, 1-3 или 1-4 (рисунок 2), то предпочтение следует отдать траектории 1-3, так как она ближе всех к оптимальному режиму запуска. Она при  $U=I$  и  $\Delta P_p(t) = 0$  обеспечит запуск ТС по оптимальной траектории, т.е. с максимальным поступлением полезной мощности в систему при запуске и малых пусковых токах. Поэтому настройку модели на оптимальный режим желательно вести при  $U=I = \text{var} (U_{\text{ex1}} = U_{\text{ex2}})$ , что упрощает процесс настройки и калибровки модели.

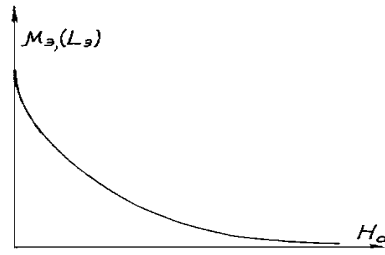


Рисунок 3 – Зависимость динамической магнитной проницаемости  $\mu_3$  ферромагнитного сердечника и индуктивности  $L_3$  обмотки переменного тока, расположенной на сердечнике, от напряжённости постоянного магнитного поля  $H_0$

Результаты лабораторных испытаний модели при оптимальном запуске ТС представлены на рисунке 4. Характеристики снимались при различных значениях  $P_{Hi}(t)$ ,  $U_{ex1} = U_{ex2} = \text{var}$ ,  $\cos \varphi = 1$ . Разброс характеристик, особенно значительный в диапазоне  $U_{ex1} = U_{ex2} = 14 \div 22$  В, объясняется нарушением линейного режима работы и неидентичностью входных каналов модели. Она включает как неидентичность собственно входных каналов модели, так и неидентичность внутренних сопротивлений источников входных сигналов. Основное влияние на разброс в данном случае оказывает тот факт, что с ростом мощности  $P_H(t)$  возрастает намагничивающая сила обмоток входных сигналов и когда она начинает превышать постоянное подмагничивание, определяющее выбор рабочей точки на характеристике (рисунок 3), возрастают нелинейные искажения. Рост разброса за счёт влияния этого фактора можно устранить либо ограничив рабочий диапазон входных сигналов, либо увеличив постоянное подмагничивание.

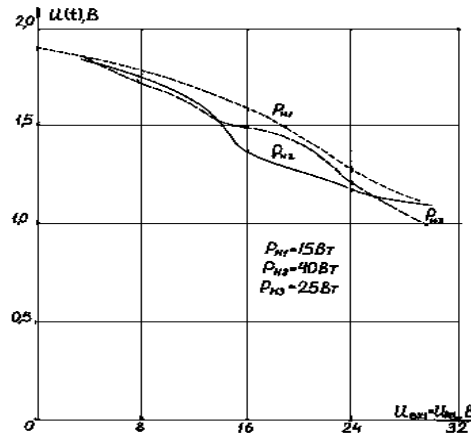


Рисунок 4 – Изменение выходного напряжения модели от входного при оптимальных переходах с одного режима работы ТС на другой

Рассмотрим возможности воспроизведения в модели траекторий, находящихся на “равном удалении” от экстремали. Необходимость привязки к такой траектории может возникнуть в процессе нормального функционирования ТС, когда безусловный экстремум системы находится за пределами области допустимых значений переменных  $U$  и  $I$ . Тогда выбранная с учётом такого ограничения траектория (или её часть) будет являться оптимальной для ТС. Результаты воспроизведения этих траекторий в модели представлены на рисунке 5. Характеристики снимались при различных значениях  $P_{Hi}(t)$  и  $\cos \varphi = 1$ . Семейство кривых приведено в координатах: ось абсцисс – разность напряжений  $\pm(U_{ex1} - U_{ex2})$ , подаваемых на вх1 и вх2, (кривые 1,2,3 ) и подаваемых на вх2, вх1- (кривые 4,5), ось ординат – напряжение на выходе модели  $U(t)$ . Приведенные результаты испытаний интересны тем, что поскольку  $K_n(t)$  при  $\cos \varphi = 1$  является чисто квадратичной зависимостью, то и  $U(t)$ , характеризующее  $K_n(t)$ , тоже должно иметь аналогичный характер изменения. Это подтверждается экспериментальными данными, так как кривые хорошо аппроксимируются квадратичной зависимостью. Даже изменение способа получаемой разности входных сигналов за счёт изменения  $U_{ex1}$  (при  $U_{ex2} = \text{const}$ ), а затем изменения  $U_{ex2}$  (при  $U_{ex1} = \text{const}$ ) не влияет на характер зависимости. Увеличение разброса в показаниях и небольшой поворот характеристик вокруг экстремальной точки можно объяснить как неидентичностью входных каналов модели, так и влиянием гистерезиса ферритовых колец, на которых выполнен управляемый колебательный контур.

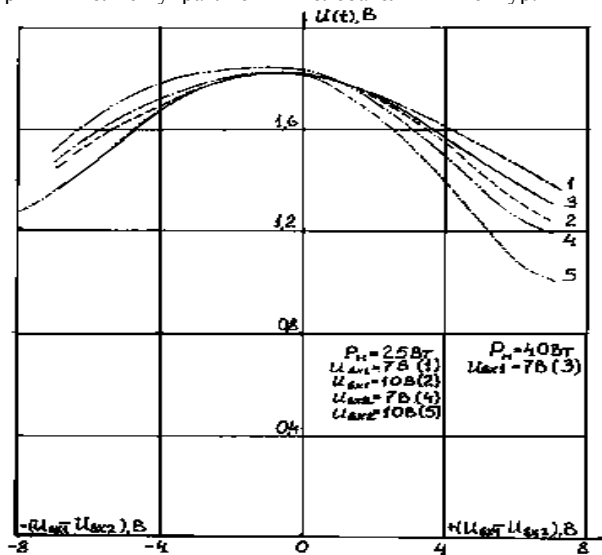


Рисунок 5 – Зависимость выходного напряжения модели от изменения синфазных входных напряжений

Результаты экспериментальной проверки модели при появлении отклонений от

оптимального режима в ТС за счёт изменения фазового сдвига между током  $I$  и напряжением  $U$  в силовой цепи приведены на рисунке 6. Кривые снимались при  $P_{Hi}(t) = \text{const}$ ,  $U_{ex1} = U_{ex2}$ , фазовые отклонения в силовой цепи задавались изменением величины ёмкости. Таким образом имитировался случай, когда отклонения режима в силовой цепи наблюдаются только за счёт изменения фазы между током и напряжением промышленной частоты. Из приведенных кривых видно, что:

- а) чувствительность к изменению фазы между входными сигналами можно регулировать выбором амплитуд этих сигналов;
- б) рассматриваемым способом можно оценивать изменение коэффициента мощности в достаточно широком диапазоне изменения  $\varphi$ .

Общий случай нормального функционирования ТС представлен на рисунке 7. Здесь приведены семейства характеристик при различных значениях  $P_{Hi}(t)$ , различных значениях фазовых сдвигов и амплитудных значений входных сигналов модели. Семейство кривых приведено в тех же координатах, что и на рисунке 5. Выбор системы отсчёта обусловлен необходимостью представить процессы, происходящие в ТС, более наглядными, так как в этом варианте ось ординат выполняет функции "гребня", ведущего к экстремуму.

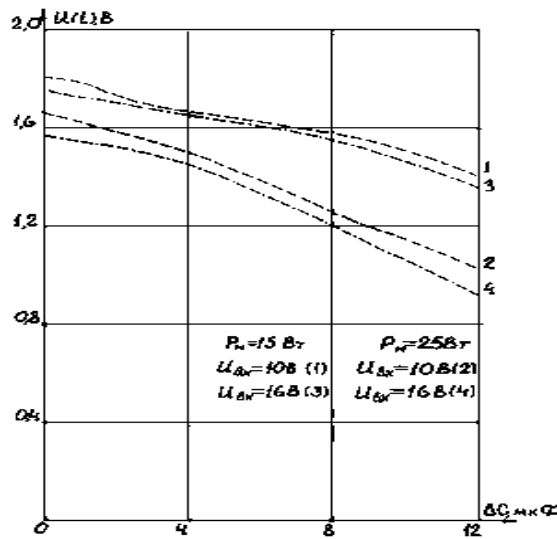


Рисунок 6 – Зависимость выходного напряжения от фазового сдвига между входными сигналами

Отметим, что при имитации нормального функционирования ТС наиболее полно проявляются возможности модели, выполненной в форме экстремального принципа и реализованной в виде управляемого колебательного контура высокой добротности. Эти возможности заключаются в следующем:

1. Модель позволяет управлять режимом ТС на всех этапах её работы (запуск, нормальное функционирование, отключение) по единому критерию  $K_n(t)$ .

2. Критерий, воспроизводимый в модели, имеет ясную структуру, полно и однозначно характеризует фактическую эффективность энергетического процесса, т.е. позволяет оценивать в любой конкретной ситуации, какова удельная мера потерь энергии, сопровождающих реализуемый процесс.

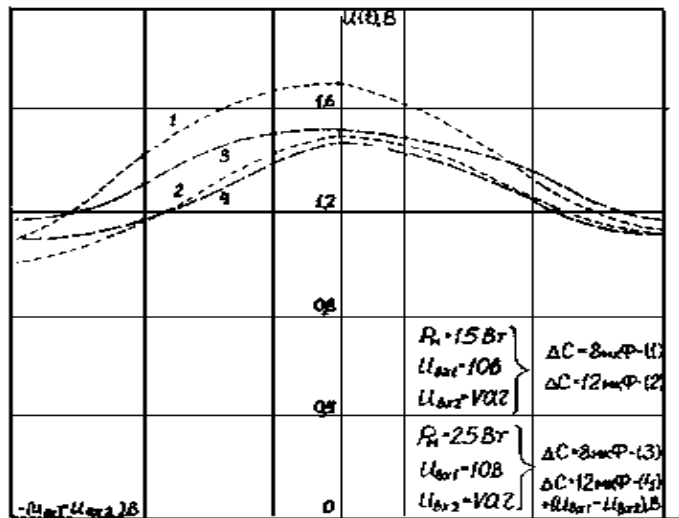


Рисунок 7 – Изменение выходного напряжения модели при изменении входных сигналов, имитирующих нормальное функционирование ТС

3. Модель допускает привязку не только к экстремали процесса, но и к траекториям близким к оптимальной, что позволяет сравнительно просто учитывать ограничения на процесс.
4. Возмущающие факторы, влияющие на режим работы цепи, отражаются на спектральных составах входных сигналов U и I, поэтому они учитываются моделью [2].
5. Модель инвариантна к колебаниям напряжения питающей сети в той мере, в какой эти колебания не влияют на согласованность параметров силовой цепи и источника питания.

### Литература

1. Ильинский Н.Ф., Горнов А.О. Критерии эффективности процесса электромеханического преобразования энергии//Электричество. 1987.№10.с.24-29.
2. Цыганаш В.Е. Системный анализ энергетических преобразований в технологической системе//Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб.наук.пр. Вип 10.-Краматорськ: ДДМА, 2000 – с.49-53.

**Глава 4**

**Вопросы технологии и оптимизации технологических систем.**

УДК 621.002

**С.В. Ковалевский, В.В. Медведев**

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

**ПРИНЦИПЫ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИКИ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ НА ОСНОВЕ НЕЙРОСЕТЕЙ**

*In the article is told about main principles of diagnostics of technological operations with the help of artificial нейронных of nets. The example of calculation of adequacy of frequencies of an acoustic radiation from modes of cutting is indicated.*

Переход производства к гибким производственным системам вызывает необходимость в точных и надёжных системах диагностики и управления. Значительное усложнение управляющих программ и растущие требования к надёжности ГПС привели к появлению разработок интеллектуальных систем управления технологическими объектами [1]. Они включают в себя блок диагностики процессов и блок управление технологическими объектами на основе “мягкой” логики. Создание гибкой, надёжной системы управления механической обработкой в итоге снижается процент брака и повышает качество готового изделия. Качество механической обработки: её устойчивость, соответствие техническим требованиям, экономичность в значительной мере связаны с итоговым качеством изделия (рис. 1).

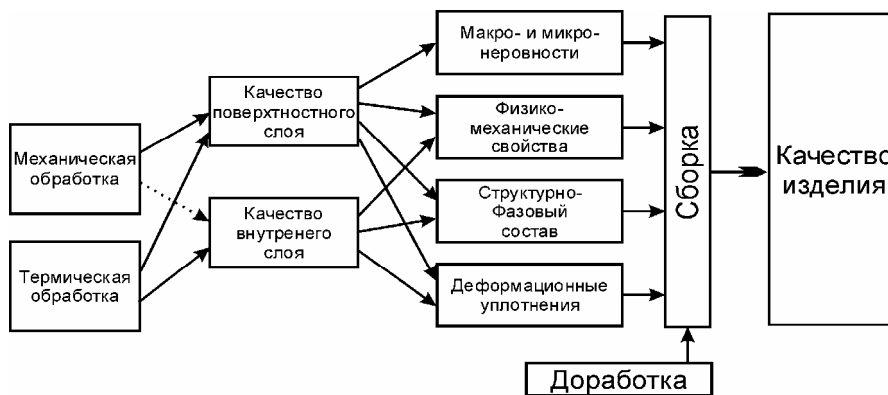


Рисунок 1 – Влияние различных факторов на качество изделия.

В большинстве систем диагностики и управления [2] производится сбор диагностических данных и их анализ. В результате определяются некоторые технологические факторы. Интеллектуальные системы идут дальше. Они рассчитывают оптимальную коррекцию режимов работы, опираясь не на технологические факторы, а на качество изделия. Их действия должны основываться на знаниях о конкретной станочной системе, знаниях о заготовке, о процессах механической обработки и способах достижения требуемой точности, информации, поступающей от измерительных средств, сведения об их достоверности.



Обычно, анализ полученных данных производится человеком. Например, известны мониторы японской фирмы OKIMA MASHINERY WORKS LTD, которые отображают предположительный износ инструмента, а рабочий, анализируя эти данные, принимает решение по управлению. В ГПМ данный принцип неприемлем. Система управления в ней опирается на более глобальную цель. Она должна иметь контроль от исходных данных до показателей качества (рис 2). Если ранее связь между факторами и показателями качества была в неявном виде, и её функции выполнял станочник, следившего за процессом, то теперь все составляющие элементы стало возможно соединить в общую структуру. Структуру, главной целью которой будет не размерный износ реза или верность установки заготовки, а достижение требуемого качества при минимуме израсходованных ресурсов.

Полученная концепция может быть реализована с помощью эмуляторов искусственных нейронных сетей. Это мощные и очень гибкие системы, способные заменить некоторые интеллектуальные функции человека по принятию решений. Их стандартная структура (рис. 3) напоминает структуру преобразования данных в системе управления (рис.2), что позволяет им великолепно справляться со сложными задачами управления технологическим оборудованием.

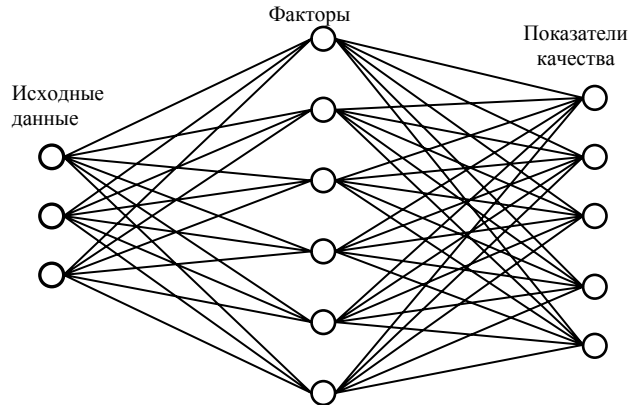


Рисунок 2 – Концепция системы управления производственными процессами.

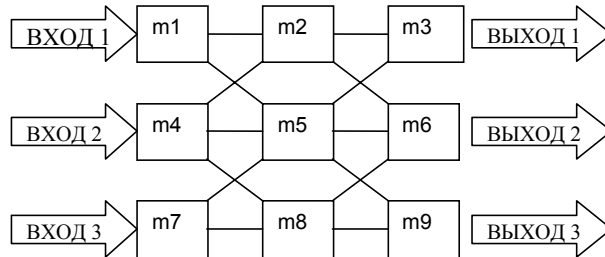


Рисунок 3 – Стандартная структура искусственной нейронной сети.

Искусственные нейронные сети обладают способностью обучения и самообучения. При настройке сети диагностики технологических процессов обучение происходит

дит следующим образом. На входные каналы подаются диагностические сигналы от датчиков, а на выходные каналы – соответствующие показатели качества. Эмулятор на основе этих данных настраивает структуру сети, вид нейронов и веса связей между ними до соответствия между сигналами выходов сети и показателями качества. Далее, после обучения, выходные каналы начинают работать по своему прямому назначению – представляют прогнозируемые показатели качества. Нейронные сети, пройдя несколько внештатных ситуаций, например выход из строя системы загрузки ГПС, в дальнейшем могут адекватно реагировать и подавать правильные управляющие сигналы. При обучении система запомнит особенности конкретной технологической системы, случаи внештатных ситуаций. При этом проявляется одно из главных преимуществ интеллектуальных систем – адекватное реагирование на внештатные ситуации, которые входили в процесс обучения. В обычной системе управления ГПС для задания действий при, например, отказе одного из транспортёров, необходимо перепрограммировать управляющую программу. При этом, если в дальнейшем возникает необходимость добавления каких-либо действий необходимо всё перепрограммировать заново. В системе управления, основанной на искусственных нейронных сетях, данные операции не требуются. Достаточно один раз смоделировать внештатную ситуацию, или при её появлении в процессе работы подать в режиме обучения на выходы сети необходимые управляющие сигналы для остановки системы или устранения отказа. В дальнейшем, при правильной организации нейронной сети, система управления может адекватно реагировать на такие и похожие с ней ситуации.

Исходные диагностические сигналы, вследствие их высокой информативности, а также чётко выраженной адекватности частотных диапазонов соответствующим технологическим факторам, перед вводом в нейросеть обрабатываются по методу быстрого преобразования Фурье. Построение систем, основанных на нейросетях с разложением входных сигналов в спектр мощности [4], открывает огромные перспективы в создании интеллектуального управления всем комплексом устройств, входящих в ГПС. Изучение полученных настроек нейронной сети позволяет выявить внутренние связи управляемых устройств. Например, записывая сигналы акустической эмиссии резца и обучая систему определять по этим данным обороты шпинделя, глубину резания, подачу получаем некоторую структуру нейросети. Проанализировав веса связей и коэффициенты передачи нейронов, получаем поверхность адекватности частот технологическим параметрам (рис. 4).

Создание интеллектуальных систем управления ставит “безлюдное” производство на новую ступень развития. Уже сегодня лабораторные образцы способны правильно диагностировать состояние технологической системы, основываясь на диагностических сигналах. Например, определять обороты шпинделя и глубину резания по электромагнитному и звуковому излучению зоны резания, что говорит об их широких возможностях. На основе искусственных нейросетей возможно построение надёжной, гибкой, защищённой от внештатных ситуаций системы управления гибкими производственными модулями.

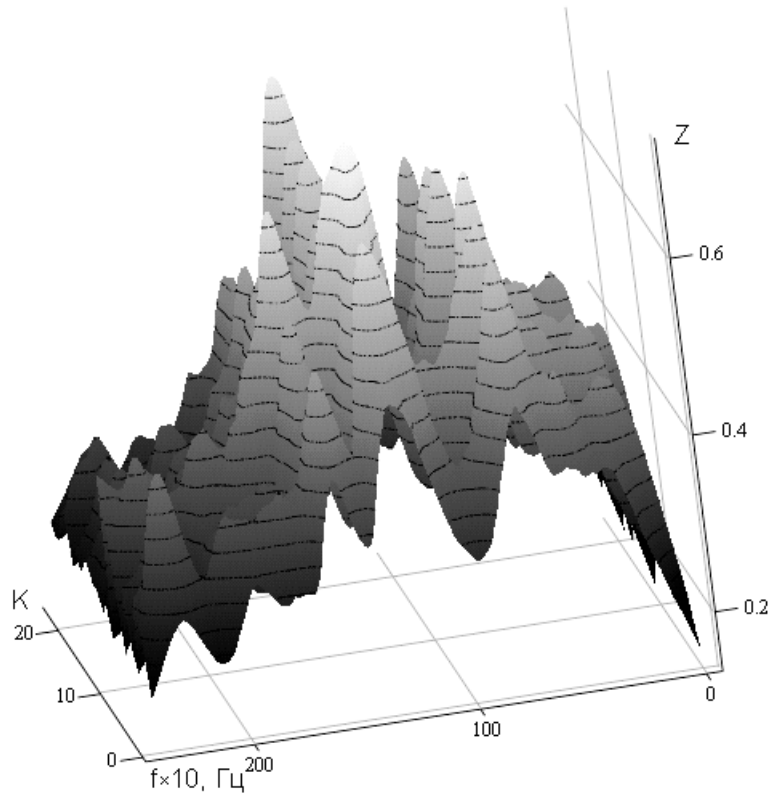


Рисунок 4 – Адекватность частот акустической эмиссии реза от обобщённого показателя режимов резания  $K=S \cdot t/V$ . Режимы резания:  $V=50-100$  м/мин;  $S=0.2-0.7$  мм/об;  $t=1-4$  мм; Сталь 50.

#### Литература.

1. Туненгольц А.К., Герасимов В.А., Лукьянов Е.А. Интеллектуальное управление станком по состоянию элементов технологической системы //Станки и инструменты, 1997, №3, с.7–12.
2. А.В. Кибальченко. Контроль состояния режущего инструмента. М.: ВНИИТЭМР, 1986, 44с., 13ил.
3. Мельничук П.П., Степчин Я.А. Визначення характеристик динамічної системи верстака 16К20. \ \ Вісник Житомирського інженерно-технологічного інституту. №14, 2000 р.
4. Ковалевский С.В., Медведев В.В. О построении систем распознавания состояния обработанной поверхности на основе нейронных сетей. \ \ Сборник докладов международной конференции “Нейрокомпьютеры и их применение”, Москва, Россия, 2000 г.

В.В. Кальченко

Черниговский государственный технологический университет, г. Чернигов, Украина

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ТОРЦАХ ИГОЛОК ПРИ ШЛИФОВАНИИ СО СКРЕЩИВАЮЩИМИ ОСЯМИ КРУГА И РАБОЧЕГО ВАЛИКА**

*The offered technique of account allows to define local  $\theta$ , specific at, instant  $m$  and average from temperature at end faces needle at grinding with crossed axes of a circle and working platen.*

Игольчатую поверхность барабанов и рабочих валиков текстильных машин на известных станках [1] шлифуют периферией цилиндрического круга при параллельных осях его и детали в процессе многопроходной обработки с продольной подачей. Съём припуска осуществляют по упругой схеме, где в процессе создания натяга в системе круг-деталь иголки оплавляются из-за высоких температур в зоне шлифования, что снижает качество заточки.

Предложен новый способ шлифования игольчатой поверхности со скрещивающимися осями круга и детали (Патент Украины, заявка №99010045 от 15.01.1999 г.). Черновое шлифование игольчатой поверхности рабочих валиков 1 (рисунок 1, с-с, М, К) осуществляют торцом круга 2, а чистовое – периферией с постепенным уменьшением глубины резания в направлении формообразующего участка, что повышает качество заточки.

Для анализа температуры  $\theta$  в процессе шлифования иголок, представляющих собой изогнутые цилиндрические стержни, в которых тепло распространяется вдоль их оси в направлении одной координаты, была использована формула [2]

$$\theta = \frac{2q}{\lambda} \sqrt{\frac{\omega\tau}{\pi}} + \theta_0, \quad (1)$$

где  $q$  – плотность теплового потока;  $\omega$  – коэффициент температуропроводности обрабатываемого материала;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\theta_0$  – температура окружающей среды;  $\tau$  – время контакта круга и иголки.

Плотность теплового потока

$$q = \frac{b \cdot N}{F}, \quad (2)$$

где  $b$  – коэффициент, учитывающий распределение теплового потока между стружкой и иголкой;  $N$  – эффективная мощность шлифования;  $F$  – площадь поверхности контакта круга и иголки.

В общем виде эффективная мощность шлифования торца иголки равна [3]

$$N = \frac{a \cdot Q}{\tau}, \quad (3)$$

где  $Q$  – объём металла, сошлифованного кругом с торца иголки;  $a$  – удельная работоспособность круга, которая определяется мощностью, затраченной на съём единицы объёма металла.

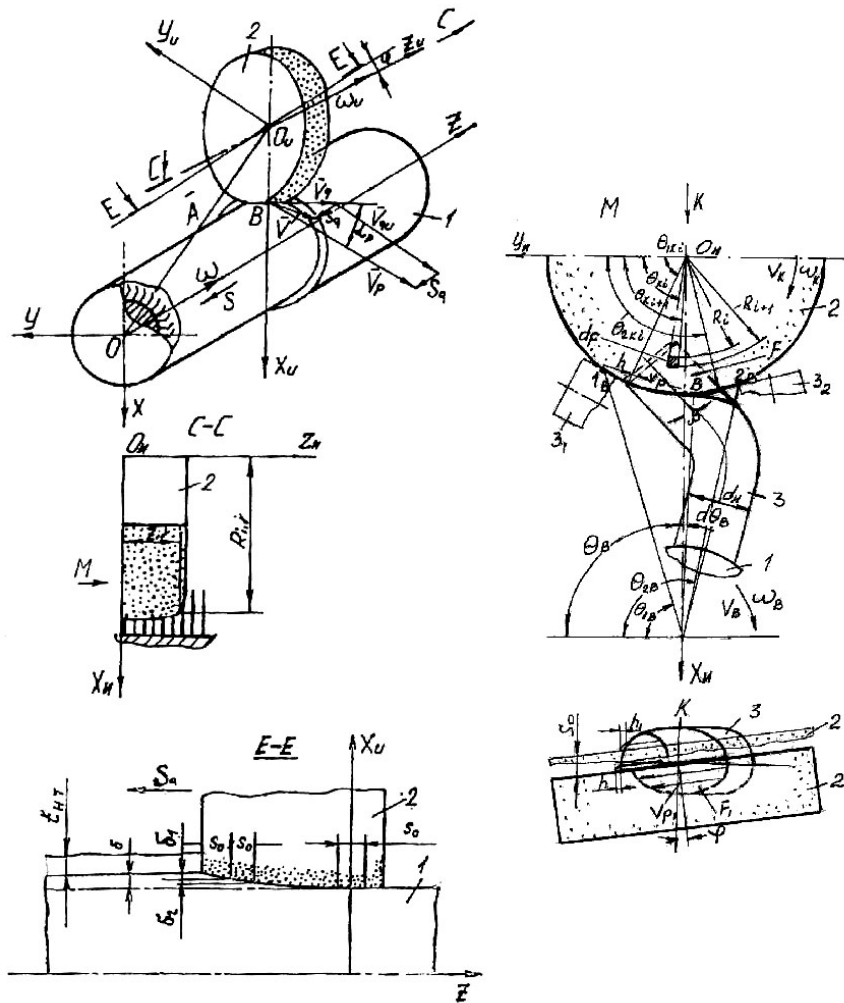


Рисунок 1 – Схема шлифования игольчатой поверхности со скрещивающимися осями круга и рабочего валика

При определении мгновенной мощности  $N_m$  в выражение (3) подставляют мгновенную производительность  $Q_m$  шлифования торца иглы, которая определяется объёмом металла, подведённым к поверхностям контакта  $F$  и  $F_1$  (рисунок 1, М, К), и имеющим вид поверхностного интеграла

$$Q_m = \int_{i_1}^{i_2} \int_{\theta_{2,ki}}^{\theta_{1,ki}} V_n \cdot R_i \cdot d\theta_k \sqrt{\left(\frac{dR_i}{di}\right)^2 + \left(\frac{dZ_i}{di}\right)^2} \cdot di, \quad (4)$$

где  $R_i$  - радиус сечения круга в границах  $i$ -той точки;  $Z_i$  - его осевая координата;  $\theta_k$  - угловой параметр круга;  $R_i \cdot d\theta_k$  - длина пятна контакта, которая измеряется вдоль окружности  $i$ -той точки профиля круга (рисунок 1, М);

$$\sqrt{\left(\frac{dR_i}{di}\right)^2 + \left(\frac{dZ_i}{di}\right)^2} \cdot di - \text{элементарная ширина пятна контакта.}$$

Границы пятна контакта определяются решением векторных уравнений поверхностей круга  $r_i$  и детали  $r_q$  в системе координат круга. Общая трёхмерная модель рабочих поверхностей круга при шлифовании со скрещивающимися осями инструмента и детали, которая учитывает условия правки круга, его износ, снимаемый припуск и форму заготовки, приведена в работе [4]. 3D моделирование обрабатываемых поверхностей при шлифовании со скрещивающимися осями круга и детали изложено в работе [5].

В уравнении (4)

$$V_n = V_x \cdot n_{0x} + V_y \cdot n_{0y} + V_z \cdot n_{0z}, \quad (5)$$

где  $V_x, V_y, V_z$  - проекции вектора относительной скорости  $\bar{V}$  (рисунок 1) детали и круга на его координатные оси;  $n_{0x}, n_{0y}, n_{0z}$  - проекции вектора единичной нормали  $\bar{n}_0$ .

Из уравнения (5) определяют  $V_n$ , а затем из (4) - мгновенную  $Q_m$  производительность шлифования.

Для расчета мощности шлифования по формуле (3) необходимо знать значение  $a$  - удельной работоспособности круга. В работе [6] приведена методика и выражение для расчёта  $a$ , которое получено на базе экспериментальных исследований. При экспериментальном определении значений  $a$  (3) активный контроль снимаемого припуска с торца иголок осуществляли по методике, приведённой в работе [7].

Время контакта  $\tau$  (1) (3) шлифовального круга и иголки определяется по формуле

$$\tau = \int_{\theta_{1B}}^{\theta_{2B}} \frac{d\theta_B}{\omega_B}, \quad (6)$$

где  $\theta_{2B}$  и  $\theta_{1B}$  - предельные значения угла  $\theta_B$  контакта иголки 3, в положениях 3<sub>1</sub> и 3<sub>2</sub>, (рисунок 1, М) и круга 2, в положениях 1<sub>B</sub> и 2<sub>B</sub>, во время её шлифования;  $\omega_B$  - угловая скорость рабочего валика 1, на котором закреплены иголки 3.

Определив из уравнения (4) мгновенную производительность шлифования  $Q_m$  и подставив её в формулу (3), получим мгновенную мощность шлифования  $N_m$ . При определении удельной мощности шлифования  $N_y$ , которая приходится на один мм высоты круга 2 или на величину  $S_o$  продольной подачи круга на оборот детали (рису-

нок 1, К; при скоростном шлифовании иголок 3,  $S_0 < 1$  мм), в формулу (3) подставляют значение удельной производительности шлифования  $Q_y$ , полученной из уравнения

$$Q_y = \int_{\theta_{1ki}}^{\theta_{2ki}} V_n \cdot R_i \cdot d\theta_k, \quad (7)$$

где  $\theta_{1ki}$ ,  $\theta_{2ki}$  и  $R_i$  (рисунок 1, М) – аналогичны приведенным в уравнении (4), определяются решением векторных уравнений круга  $\bar{r}_i$  [4] и детали  $\bar{r}_q$  [5].

Для определения локальной мощности шлифования  $N_l$ , которая, например, необходима при определении локальных максимальных температур на шлифуемой поверхности иголки, в формулу (3) подставляют локальную производительность шлифования  $Q_l$ . Её находят из уравнения (4) для локальной элементарной площадки  $dF$  (рисунок 1, М), которая определяется границами интегрирования  $i_1$ ,  $i_2$  и  $\theta_{1ki}$ ,  $\theta_{2ki}$ . Среднюю мощность шлифования  $N_{cp}$  одной иголки определяют из формулы (3), подставляя в неё среднюю производительность шлифования  $Q_c$ , которую находят из уравнения

$$Q_c = \int_0^{\pi} Q_m \cdot d\tau, \quad (8)$$

где  $\tau$  - время обработки одной иголки, перемещаемой из положения 3<sub>1</sub> в 3<sub>2</sub> (рисунок 1, М), находят по формуле (6).

При определении плотности  $q$  теплового потока (2), площадки  $F$  и  $F_1$  поверхностей контакта круга 2 (рисунок 1, М, К) и иголки 3 находят из уравнения

$$F_m = \int_{i_1}^{i_2} \int_{\theta_{1ki}}^{\theta_{2ki}} R_i \cdot d\theta_k \sqrt{\left(\frac{dR_i}{di}\right)^2 + \left(\frac{dZ_i}{di}\right)^2} \cdot di, \quad (9)$$

где  $F_m$  – мгновенная площадь контакта круга и иголки, при этом параметры в уравнении (9) аналогичны значениям в уравнении (4).

Удельную площадь  $F_y$ , которая (9) представляет собой внутренний интеграл, находят из выражения

$$F_y = \int_{\theta_{1ki}}^{\theta_{2ki}} R_i \cdot d\theta_k. \quad (10)$$

Локальную площадь  $F_l$  находят из уравнения (9) для локальной элементарной площадки  $dF$  (рис. 1, М). Среднюю площадь контакта  $F_c$  одной иголки с кругом за время  $\tau$  ее обработки, находят из уравнения

$$F_c = \int_0^{\tau} F_m \cdot d\tau. \quad (11)$$

Коэффициент температуропроводности  $\omega$  обрабатываемого материала

$$\omega = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}, \quad (12)$$

где  $c$  – удельная теплоемкость;  $\gamma$  – плотность вещества.

Рабочий элемент иголки 3 (рис. 1, М, К) имеет форму эллипса, размеры большей оси которого зависят от угла  $\beta$  наклона иголки относительно прямой, перпендикулярной осям вращения круга 2 и детали 1.

Как показали наши расчеты (1) и экспериментальные исследования [1] известных методов шлифования игольчатой поверхности по упругой схеме, температуры  $\theta$  (1), которые возникают в процессе шлифования, превышают  $750^\circ$ . Это приводит к оплавлению вершины иголки, в результате чего возникает заусенец  $h$ , размеры которого зависят от режимов заточки, обрабатываемого материала, характеристики круга и находятся в пределах  $h=0,03 \div 0,15$  мм, при допускаемых значениях  $h \leq 0,01 \div 0,02$  мм.

При шлифовании игольчатой поверхности по новому способу со скрещивающимися осями круга 2 (рисунок 1) и рабочего валика 1 весь припуск снимается за один проход. При съеме черного припуска торцом круга 2 (рисунок 1, М, К) вначале получаем максимальный заусенец  $h$  на вертикальной поверхности F (рисунок 1, М) иглы, который затем срезается тем же торцом круга в процессе его осевой подачи  $S_o$  (рисунок 1, К). Чистовое шлифование торца иголки 3 осуществляется периферией круга 2. При этом ориентация его на угол  $\phi$  (рисунок 1, К) осуществляется таким образом, чтобы после съема черного припуска  $t_{нт}$  торцом круга (рисунок 1, Е–Е), полученная величина дефектного слоя на торце иголки не превышала половины припуска  $\delta$  для чистового шлифования периферией круга. Сечение ориентированного круга 2 (рисунок 1, Е–Е) плоскостью, проходящей через начало координат  $O_n$  и ось OZ обрабатываемой детали 1, дает на периферии круга эллипс с величиной выпуклости  $\delta$  формообразующего участка, которая зависит от угла ориентации  $\phi$  круга, его диаметра и высоты [8].

Экспериментальные исследования шлифования иголок со скрещивающимися осями круга и детали осуществлялось на станке с ЧПУ модели ВЗ 208 ФЗ. Обработывался рабочий валик с наружным диаметром игольчатой поверхности 145 мм и длиной рабочей части 450 мм. Шлифование иголок диаметром 0,3 мм производилось одновременно периферией и торцом цилиндрического круга I-200×25×32 25 А 25 СМ1 7К со скоростью шлифования 35 м/с. Черновой припуск, снимаемый торцом круга,  $t_{нт}=0,5$  мм, чистовой – его периферией,  $t=0,05$  мм, который обеспечивается углом ориентации  $\phi = 6^\circ$  (рисунок 1, К) круга 2. Круговая подача детали (иголок)  $V_b=1 \div 5$  м/с, осевая подача  $S_o=0,05 \div 1$  мм на оборот рабочего валика.

Для расчета температуры  $\theta$  на торце иголки по формуле (1), при определении плотности теплового потока  $q$  (2), подставляли экспериментально измеренную эффективную мощность шлифования.

Границы пятна контакта F и F<sub>1</sub> (рисунок 1, М, К) игольчатой поверхности рабочего валика 1 и цилиндрического абразивного круга 2 определяли решением векторных уравнений поверхностей круга  $\vec{r}_i$  [4] и детали  $\vec{r}_q$  [5]. Зная площадь контакта и число иголок, расположенных на ней, находили эффективную мощность шлифования одной иголки и температуру  $\theta$  (1) на ее торце.

Для определения локальных температур  $\theta_n$  на различных участках профиля круга экспериментально находили на них удельную мощность  $N_y$  шлифования. При этом определяли части общего припуска  $\delta$  (рисунок 1, Е–Е) для чистового шлифования, каждая из которых снимается одним миллиметром периферии круга 2,  $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_i$  за один оборот детали 1, при величине продольной подачи  $S_o=1$  мм /об. Зная удельные мощности  $N_{yi}$  вдоль периферии круга, находили локальные температуры  $\theta_{ni}$  на торцах иголок. Количество их определяли из удельной площади  $F_y$  контакта (10).

При определении температуры  $\theta_i$  на торцах иголок, которые шлифуются торцом круга, находим общую мощность шлифования  $N_o$  периферией  $N_{п}$  и торцом  $N_T$  круга, а затем, зная  $N_o$  и  $N_{п}$ , определяли  $N_T$

$$N_T = N_O - N_{п}. \quad (13)$$



После определения площади контакта торца круга и игольчатой поверхности, находили мощность шлифования одной иголки и температуру  $\theta$  (1) на ее торце.

Предложенная методика определения локальных температур вдоль профиля круга была использована не только при заточке иголок, но и при шлифовании цилиндрической поверхности вала (рисунок 1, Е–Е), предназначенной для монтажа игольчатой гарнитуры.

Локальную температуру  $\theta_{л}$  вдоль профиля круга определяли начиная с калибрующего участка его периферии (рисунок 1, точка В). Глубина резания для каждого последующего оборота вала 1 увеличивалась на величину  $\delta_i$  (рисунок 1, Е–Е), которая обеспечивает дополнительный контакт профиля круга 2 вдоль оси детали 1 на длине, равной подаче  $S_0$ . Для каждого оборота детали записывалась мощность  $N_{ni}$ . Удельную мощность  $N_{yi}$  для  $i$ -той точки профиля круга определяли из соотношения

$$N_{yi} = N_{ni+1} - N_{ni} . \quad (14)$$

Таким образом определяли удельные мощности вдоль всего профиля периферии круга и из (1) – локальные температуры  $\theta$ , на поверхности контакта круга и цилиндрической поверхности детали.

Предложенная методика расчета позволяет определять локальные  $\theta_{л}$ , удельные  $\theta_{у}$ , мгновенные  $\theta_{м}$  и средние  $\theta_{с}$  температуры на торцах иголок при шлифовании со скрещивающимися осями круга и рабочего валика. Это дает возможность оценить теплонпряженность процессов шлифования иголок различными методами и качество обработанной поверхности.

Разработан новый способ глубинного шлифования торцов иголок периферией и торцом круга, который обеспечивает повышение производительности и качества заточки, при максимальной величине заусенца на торце иглы  $h \leq 0,02$  мм.

### Литература

1. Кальченко В.В. Влияние кинематики заточки на качество обработанной поверхности барабанов текстильных машин // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Материалы междунаучно-технической конференции. – Харьков, 12–14 мая 1997. Часть 2, с. 278–281.
2. Давыдов В.М. Исследование тепловых явлений при шлифовании твердого сплава алмазными кругами // Известия вузов. Машиностроение, 1967, № 11, с. 141–146.
3. Кальченко В.В. Визначення потужності шліфування орієнтованим інструментом // Вісн. Черніг. держ. технол. ун-ту, 1999. - №9. С. 120–126.
4. Кальченко В.В. Общая трехмерная 3D модель поверхностей кругов при шлифовании со скрещивающимися осями инструмента и деталей // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ “ХПІ”, – 2001. №6. – С. 114–118.
5. Кальченко В.В. 3D моделирование обрабатываемых поверхностей при шлифовании со скрещивающимися осями кругов и деталей // Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць НТУ “ХПІ”. – Харків, 2001 – Вип. 1 (4). – С. 149–153.
6. Шахновский С.С. Расчет мощности торцового шлифования. Станки и инструмент, №2, 1987, с. 23 – 24.
7. Кальченко В.В., Пасов Г.В., Лясота В.Ю. Активный контроль зняття припуску при шліфуванні торців циліндричних деталей // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Міжн. наук – техн. журнал. – Хмельницький: Технол. ун-т Поділля, 1999. № 3, с. 165 – 167.
8. А.с. 1234163 СССР МКИ В24В 5 / 04. Способ круглого шлифования с продольной подачей // Кальченко В.И., опубл. 1986, бюл. 20.

**С.Г. Онищук**

**Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина**

**УПРОЧНЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПОВЕРХНОСТНО-ПЛАСТИЧЕСКИМ  
ДЕФОРМИРОВАНИЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ  
ЭНЕРГИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ**

*In the article the method of hardening of cog-wheels by surface - plastic deformation with application of energy of an electrical field is considered. The application of the given method allows to increase durability of cog-wheels in 1,2-1,5 times.*

В настоящее время повышение долговечности зубчатых колес достигается такими способами упрочнения, как химико-термическая обработка, объемная закалка, закалка с нагревом ТВЧ, газопламенная закалка. Однако эти способы упрочнения имеют ограниченное применение в единичном и мелкосерийном производстве ввиду их технологической сложности и необходимости дополнительной обработки после закалки. А в некоторых случаях не находят применения и по экономическим соображениям. Поэтому очень часто, особенно в условиях ремонтного производства. Зубчатые колеса устанавливают в машины термически не обработанными, что приводит к их быстрому износу и к потере первоначальной точности. В связи с этим разработка нового метода упрочнения зубчатых колес становится актуальной задачей.

В последнее время в машиностроении для получения ответственных поверхностей деталей, работающих в сложных условиях нагружения, используют методы поверхностно-пластической деформации [1]. Существенно изменить физико-механические свойства поверхностного слоя деталей и повысить их износостойкость и другие эксплуатационные характеристики позволяет электромеханическая обработка [2].

В основу нового метода упрочнения зубчатых колес положен способ пластического деформирования поверхности зубьев обрабатываемыми телами, расположенными во впадинах зубьев [3]. Существующий способ упрочнения усовершенствован за счет использования энергии электрического поля.

Устройство для упрочнения зубчатых колес поверхностно-пластическим деформированием с применением энергии электрического поля представлено на рисунке 1. Упрочняемое зубчатое колесо 1 устанавливается на валу 2 привода с возможностью вращения в корпусе 3, в котором параллельно валу 2 установлены валы 4 под углом  $120^{\circ}$ . На этих валах закреплены деформирующие элементы 5, имеющие вид шестерни с уменьшенными по высоте зубьями с модулем, равным модулю колеса 1. Ширина зубьев деформирующего элемента равна ширине колеса 1. Валы 2 и 4 установлены в корпусе 3 на опорах качения 6. На противоположных концах валов 2 и 4 установлены шестерни 7, модуль которых также равен модулю обрабатываемого колеса 1.

Зубчатое колесо 1, деформирующие элементы 5 и шестерни 7 установлены на валах 2 и 4 с помощью шпонок 8 и ограничены от перемещений в осевом направлении разрезными стопорными кольцами 9. Выходной конец вала 2 через муфту соединен с электродвигателем привода устройства. Кроме того, на конце вала 2 установлен скользящий контакт для подключения источника питания для электромеханической обработки УЭМО-1.

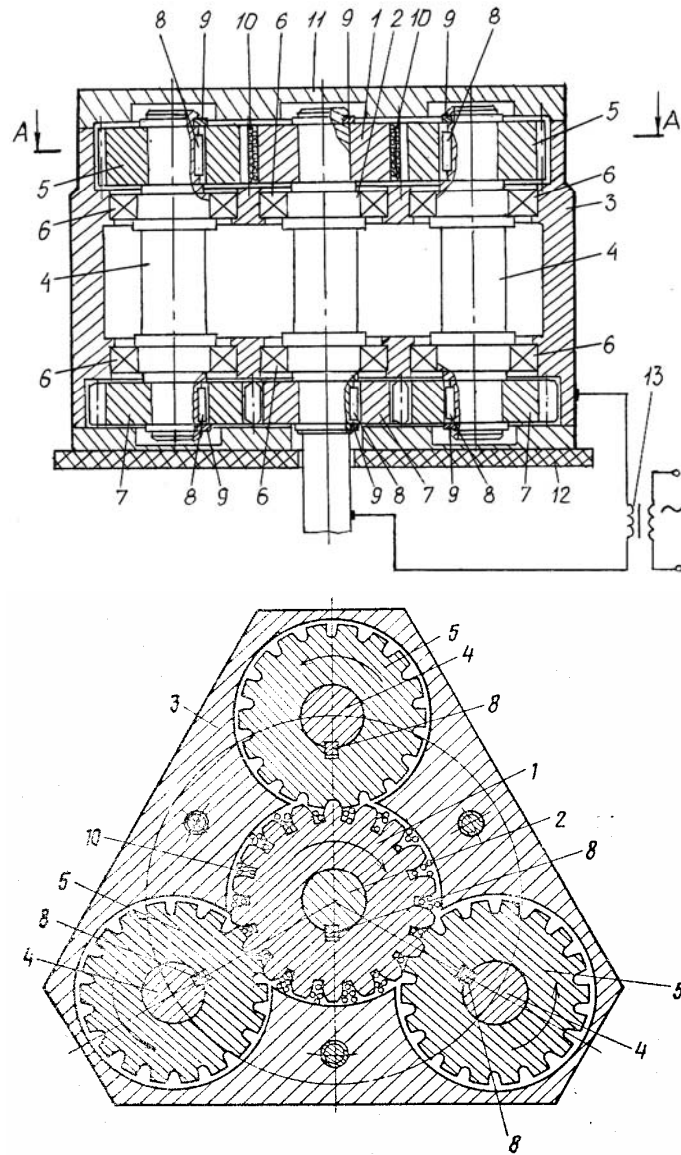


Рисунок 1 – Устройство для упрочнения зубчатых колес

Основные технические характеристики установки УЭМО-1:  
Номинальная электрическая мощность, кВт ..... 24

Напряжение питания, В .....220/380

Напряжение во вторичной рабочей цепи, В ..... 0...24

В каждой впадине зубьев зубчатого колеса 1 свободно расположены стальные закаленные шарики, твердость которых превышает твердость материала зубчатого колеса. Объем обрабатывающих шариков 10 составляет половину объема впадины зуба упрочняемого зубчатого колеса. Сверху корпуса 3 расположена крышка 11. Корпус 3 изолируется с помощью текстолитовой прокладки 12.

Упрочнение зубчатого колеса происходит следующим образом. При снятой крышке 11 в корпусе 3 на валу 2 с помощью шпонки 8 и стопорного кольца 9 фиксируется упрочняемое зубчатое колесо 1. Впадины между зубьями заполняются обрабатывающими телами 10. Закрывается корпус 3 крышкой 11 и сообщается от электродвигателя вращение вала 2, вместе с которым вращаются закрепленные на нем колесо 1 и шестерня 7. Через шестерню 7 вращение передается валам 4, на которых закреплены деформирующие элементы 5. Скорости вращения зубчатого колеса 1 и деформирующих элементов 5 равны, но направления их вращения противоположны.

Во время вращения деформирующих элементов 5 и упрочняемого зубчатого колеса 1 обрабатывающие тела 10 интенсивно перемешиваются. От источника питания 13 подается электрический ток на вал 2 и корпус 3. Из-за того, что твердость обрабатывающих тел 10 превышает твердость зубьев упрочняемого зубчатого колеса, в местах контакта поверхности зубьев колеса 1 и обрабатывающих тел материал колеса пластично деформируется и упрочняется. Из-за наличия в зоне деформации силового и теплового воздействия величина деформированного слоя поверхности зубьев зубчатого колеса будет увеличиваться.

Из-за вращения и выхода из зацепления зуба деформирующего элемента 5 давление на обрабатывающие тела 10 во впадинах зубьев колеса 1 уменьшается. От выпадения обрабатывающих тел из впадин зубьев зубчатого колеса в результате действия центробежной силы удерживает внутренняя поверхность корпуса 3.

Через промежуток времени, равный половине времени выполнения упрочнения зубчатого колеса, направление вращения колеса и деформирующих элементов 5 изменяется на противоположное. Это обеспечивает равномерность упрочнения поверхности зубьев зубчатого колеса.

После окончания времени для обработки колеса, определяемого опытным путем в зависимости от физико-механических свойств материала колеса и требуемых показателей качества упрочняемой поверхности (глубина и степень наклепа), выключается источник питания, останавливается электродвигатель привода. После этого снимается крышка 11 с корпуса 3. Далее снимается стопорное кольцо 9 и зубчатое колесо 1, обрабатывающие тела 10 удаляются в тару. Потом на валу 2 фиксируется следующее колесо и цикл обработки повторяется.

Экспериментальные исследования проводились на прямозубых шестернях с модулем  $m=2,5$  мм, числом зубьев  $z=20$  и шириной зубчатого венца 15 мм. Материал шестерни – сталь 45. Шестерни изготавливались на зубофрезерном станке, после чего упрочнялись с помощью устройства для поверхностно-пластического деформирования с применением энергии электрического поля.

В качестве деформирующих элементов использовались шестерни из стали 40Х,

закаленные до твердости HRC 50-55. В качестве обрабатывающих тел использовались стальные шары диаметром 1,5-2 мм с твердостью HRC 60. Режим упрочнения: I=1200-1500 А, напряжение вторичной цепи – 24 В.

Упрочнение выполняют в течение 10 минут при частоте вращения  $20 \text{ с}^{-1}$ . После первых 5 минут выполняется реверсирование направления вращения.

Твердость поверхностного слоя в 1,8-2 раза превышает исходную и имеет примерно одинаковый характер распределения по обеим сторонам профиля зуба колеса (на глубине 0,6-1,0 мм). Для определения равномерности упрочнения аналогичные разрезы и микрошлифы были изготовлены в различных сечениях по высоте зуба и на всю его ширину для нескольких зубьев шестерни. Эти исследования позволили установить, что примерно 80-85% рабочей поверхности зубьев имеют упрочненный поверхностный слой глубиной 0,8-1,3 мм. Параметр шероховатости поверхности, обработанной фрезерованием, снижается с  $Ra=10 \text{ мкм}$  до  $Ra=3,2 \text{ мкм}$ .

Влияние электромеханической обработки на точность колеса определялось путем сопоставления наиболее важных параметров шестерен до и после упрочнения в соответствии с ГОСТ 1643-81. Контролировались следующие параметры: допуск на профиль зуба  $\delta_f$ ; колебание длины общей нормали  $\delta_{oh}$ ; радиальное биение зубчатого венца  $E_o$  и отклонение толщины зуба по хорде делительной окружности  $\delta S_{x.d}$ . Контрольным измерениям подвергались две шестерни. Измерения показали, что отклонения указанных выше параметров после упрочнения не выходят за пределы полей допусков зубчатых колес; толщина зубьев уменьшилась на 0,02...0,03 мм. Изменения толщины зубьев в процессе упрочнения должны быть учтены при изготовлении колес более высокой точности.

Сравнительные испытания износоустойчивости упрочненных зубчатых колес проводились на шестернях из стали 45 с модулем  $m=2,5 \text{ мм}$ , числом зубьев  $z=20$  и шириной зубчатого венца 15 мм, которые имели следующую термическую обработку: первая – нормализация (228НВ); вторая – закалка с отпуском при  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  (46...48 HRC), третья – электромеханическое упрочнение с режимами, описанными выше. Шестерня испытывалась в паре с зубчатыми колесами из стали 45 с модулем  $m=2,5 \text{ мм}$ , числом зубьев  $z=70$  и шириной зубчатого венца 15 мм, твердостью 40 HRC. Результаты сравнительных испытаний показали, что износоустойчивость электромеханически упрочненной шестерни почти не уступает износоустойчивости закаленной шестерни.

Таким образом, применение поверхностно-пластическое деформирование зубчатых колес с применением энергии электрического поля позволяет существенно расширить технологические возможности метода ППД.

#### Литература

1. Папшев Д.Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием. – М.: Машиностроение, 1978. – 152 с.
2. Аскинази Б.М. Упрочнение и восстановление деталей электромеханической обработкой. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1977. – 184 с.
3. А.С. 1291261 СССР, МКИ<sup>3</sup> В21 Н5/00, В24 В39/00 Способ упрочнения поверхности зубьев зубчатых колес/ И.С. Афтаназив (СССР). - № 3958808/25-27; Заявлено 02.10.85; Опубл. 23.02.87; Бюл. №7// Открытия и изобретения. – 1987. – №7

УДК 658.52.011

Д.В. Греков, А.Ф. Еникеев, О.В. Субботин

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина.

**О ПОВЫШЕНИИ ТОЧНОСТИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ  
ВРАЩЕНИЯ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА**

*The device of precision conversion of deviations of an angular velocity of rotation of a wheel of a sharpener is offered.*

Эффективность технологического процесса прецизионного алмазного шлифования может быть повышена путем применения систем управления. Задачи этих систем управления состоят в обеспечении максимальной производительности со стабилизацией показателей качества обработанных поверхностей на уровне 11 качества чистоты. Это, в конечном итоге, даст существенную экономию электрической энергии и снизит процент брака обработанных изделий.

В работе [1] установлено, что алмазное шлифование деталей с максимальной скоростью съема металла при заданных показателях качества обработанной поверхности ограничено величинами упругих деформаций системы СПИД. Шлифовальный круг вместе с приводом вращения можно представить механической системой с одной степенью свободы. Движение масс подобной системы описывается дифференциальным уравнением следующего вида

$$J_{кр} \cdot \varphi''(t) + \beta \cdot \varphi'(t) + \gamma \cdot \varphi(t) = M(t), \quad (1)$$

где  $J_{кр}$  - момент инерции шлифовального круга;  $\beta$  - коэффициент трения;

$\gamma$  - податливость соединений;  $M = R_{кр} \cdot F_y(t)$  - возмущающий момент, создаваемый радиальной составляющей силы резания.

Преобразование Лапласа при нулевых начальных условиях последнего уравнения имеет вид

$$(J_{кр} \cdot p^2 + \beta \cdot p + \gamma) \cdot \varphi(p) = R_{кр} \cdot F_y(p). \quad (2)$$

Отсюда, передаточная функция механической системы с одной степенью свободы имеет следующий вид

$$K(p) = \frac{R_{кр}}{J_{кр} \cdot p^2 + \beta \cdot p + \gamma}.$$

Амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристика механического канала передачи получены путем замены  $p$  на  $j\Omega$ . После несложных преобразований имеют

$$K_1(\Omega) = \frac{R_{кр}}{\sqrt{(\gamma - J_{кр} \cdot \Omega^2)^2 + (\beta \cdot \Omega)^2}}, \quad (3)$$

$$\psi_1(\Omega) = -\arctg \frac{\beta \cdot \Omega}{\gamma - J_{кр} \cdot \Omega}.$$

В рассматриваемой механической системе можно измерить крутильные колебания шлифовального круга. Затем, по измеренной временной реализации  $\varphi(t)$  с помощью уравнения (1) можно оценить  $F_y(t)$ . По амплитуде  $F_y(t)$  можно выбрать режим шлифования с максимальной скоростью съема металла. Можно также оценить  $F_y(\Omega)$  по преобразованию Фурье функции  $\varphi(t)$  и уравнению (3).

Установив на шлифовальном круге датчик скорости вращения можно получить информацию о мгновенной скорости вращения  $\omega(t)$ . Углы закрутки вала  $\varphi(t)$  связаны с девиациями мгновенной скорости вращения следующим соотношением

$$\Delta\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt}.$$

Перейдя от временных реализаций к изображениям по Лапласу, имеем  $\Delta\omega(p) = p \cdot \varphi(p)$ . После подстановки этого выражения в уравнение (2) и несложных преобразований получим

$$\Delta\omega(p) = \frac{R_{кр} \cdot p}{J_{кр} \cdot p^2 + \beta \cdot p + \gamma} \cdot F_y(p)$$

Отсюда, амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики канала передачи получились в следующем виде

$$K_2(\Omega) = \frac{R_{кр} \cdot \Omega}{\sqrt{(J_{кр} \cdot \Omega^2 - \gamma)^2 + \beta \cdot \Omega^2}},$$

$$\psi_2(\Omega) = \pi - \arctg \left( \frac{J_{кр} \cdot \Omega^2 - \gamma}{\beta \cdot \Omega} \right).$$

Алгоритм преобразования выходного сигнала датчика скорости вращения шлифовального круга состоит из следующих вычислительных процедур:

- вычисляем среднее значение мгновенной скорости вращения

$$\omega_{cp} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \omega_i;$$

- рассчитываем величины девиаций угловой скорости вращения шлифовального круга

$$\Delta\omega_i = \omega_i - \omega_{cp};$$

- полученную временную реализацию девиаций представим рядом Фурье  $\Delta\omega(\Omega)$ ;

- рассчитываем частотный спектр радиальной составляющей силы резания

$$F_y(\Omega) = \frac{\sqrt{(\beta \cdot \Omega)^2 + (J_{кр} \cdot \Omega^2 - \gamma)^2}}{R_{кр} \cdot \Omega} \cdot \Delta\omega(\Omega);$$

- определяем временную реализацию  $F_y(t)$  с помощью обратного преобразования Фурье

$$F_y(t) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} F_y(\Omega) \cdot e^{-j\Omega t} d\Omega;$$

- по амплитуде  $F_y(t)$  выбираем значения поперечной ( $S_{non}$ ) и продольной ( $S_{np}$ ) подач, обеспечивающих режим шлифования станка с максимальной скоростью съема металла.

Мгновенная скорость вращения обычно измеряется путем дискретизации периода выходного сигнала датчика. Эта процедура выполняется выходным сигналом генератора, частота которого стабилизирована кварцевым резонатором. Девиации скорости вращения шлифовального круга обычно составляют по величине  $(0,01...0,05) \cdot T_{cp}$ . Такая малая величина глубины модуляции частотного сигнала датчика скорости вращения предъявляет повышенные требования к погрешности измерительного тракта.

Главным элементом датчика скорости вращения является диск с прорезями. Любому диску присуща кинематическая погрешность нарезания прорезей. Авторами проанализирована предельная кинематическая погрешность изготовления зубчатых колес, широко применяемых как диски с прорезями. В качестве оценочной функции использовано следующее соотношение

$$\delta_1 = \frac{\Delta m}{m} \cdot 100\%,$$

где  $\Delta m$  - допуск на изготовление шестерни определенного класса,  $m$  - модуль шестерни [2].

Численные значения кинематической погрешности изготовления зубчатых колес приведены в табл. 1. Из анализа этих данных видно, что кинематическая погрешность вносит существенный вклад в суммарную погрешность преобразования девиаций. Так, например, преобразование девиаций величиной  $0,05 \cdot T_{cp}$  шестерней, изготовленной по 6 классу точности, выполняется с относительной ошибкой 40%

Влияние кинематической погрешности изготовления дисков с прорезями на точность преобразования девиаций мгновенной скорости вращения можно уменьшить. Авторами предлагается следующее техническое решение, компенсирующее кинематическую погрешность изготовления диска. Функциональная схема преобразователя период-код с устройством компенсации кинематической погрешности представлена на рисунке.



Преобразователь период-код содержит: генератор ( Г ) высокостабильной частоты; делитель частоты ( ДЧ ) с дешифратором ( ДШ ), причем объем ДЧ равен числу прорезей диска; счетчик импульсов ( СЧ ); логические блоки, причем их количество

Таблица 1–Значения кинематической погрешности изготовления зубчатых колес

Класс точности	4	5	6	7	8
$\delta_1, \%$	0,80	1,25	2,00	2,75	4,00

равно числу прорезей диска; двух схем ИЛИ (ИЛИ1, ИЛИ2) и одновибратора (ОВ). Каждый логический блок функционально состоит из: четырех схем совпадения (И1, ..., И4), двух счетчиков импульсов (СЧ1, СЧ2) и трех триггеров (Т1, Т2, Т3).

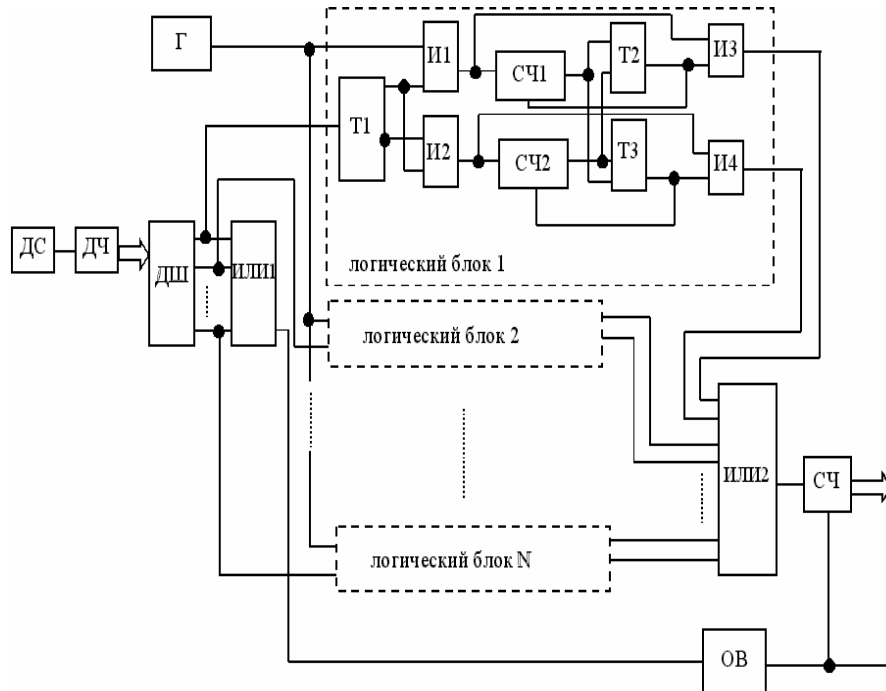


Рисунок – Преобразователь период-код с устройством компенсации кинематической погрешности

Преобразователь выполняет процедуру дискретизации временных интервалов, соответствующих полному обороту вала датчика. В этом случае кинематическая погрешность изготовления диска не влияет на точность преобразования. Компенсация взаимных наложений при суммировании выходных сигналов логических блоков выполнена соответствующим подбором частоты узла Г и объемов СЧ1 и СЧ2.

Ошибка преобразования девиаций угловой скорости вращения предложенным устройством обусловлена не кратностью преобразуемой  $F_x$  и квантующей  $F_k$  частот. Предельное абсолютное значение этой ошибки равно одному периоду квантующей частоты. Следовательно, для относительной ошибки преобразования девиаций угловой скорости предложенным устройством справедливо выражение

$$\delta_2 = \frac{F_x}{F_k} \cdot 100\% .$$

Предложенный преобразователь период-код имеет широкую область применения. Так, например, в работе [3] он использован для измерения неравномерности вращения коленчатого вала дизеля 10Д100. Техническая реализация этого устройства на микросхемах серии К555 при  $F_k=14$ МГц позволила получить относительную ошибку на уровне 0,01%. Такая величина относительной ошибки допустима при подобных преобразованиях девиаций скорости вращения.

Предложенный преобразователь используется авторами в составе системы управления технологическим процессом алмазного шлифования. По колебаниям средней скорости вращения шлифовального круга эта система оценивает величину износа инструмента и радиальную составляющую силы резания. По величине относительного дрейфа скорости вращения шлифовального круга превышающей 7% от среднего значения для данного режима обработки свидетельствует о потере кругом режущей способности. Система управления включает устройство электроэрозионной правки для обновления режущего микрорельефа шлифовального круга. По величине радиальной составляющей силы резания система управления выбирает режим шлифования, обеспечивающий максимальную скорость съема металла. Это достигается оптимальным выбором средней скорости вращения шлифовального круга и величины поперечной подачи инструмента.

Техническая реализация системы управления заточным станком модели 3В624 позволила повысить производительность обработки в среднем на 32% с одновременной стабилизацией качества обработанной поверхности на уровне 11 качества чистоты. Указанные технологические параметры были получены при алмазном шлифовании твердосплавного материала ВК-8.

#### Литература.

1. Алгоритм управления поперечной подачей заточного станка 3В624 /Евсюкова Ф.М., Евсюкова О.В., Зыков И.С., Шищенко Л.А.// Весник Харьк. гос. политехн. университета. Вып. 118, - Харьков: 2000. – с. 24-26.
2. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х книгах. Часть 2 /Под ред. Мягкова В.Д. – Л.: Машиностроение, 1978. – с. 545-1032.
3. А.с. №1538679 (СССР). Устройство для контроля неравномерности вращения вала ДВС /Марченко Б.Г., Борисенко А.И., Еникеев А.Ф.

Л. П. Колот

Донбасская государственная машиностроительная академия, Краматорск, Украина

### ПЕРСПЕКТИВНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

*In work the method of surface plastic deformation in a role of an equalizer of residual strains of flat unrigid details is investigated. The mathematical model of dependence of compensatory strains from parameters of the tool and gain of the tool is constructed.*

Существенное место в совершенствовании эксплуатационных свойств изделия отводится улучшению физико-механических и геометрических характеристик поверхностей обрабатываемой детали.

До настоящего времени поверхностное пластическое деформирование (ППД) применялось для обеспечения требуемых показателей качества поверхностного слоя металла на финишных операциях обработки деталей.

Что касается влияния ППД на точностные параметры обрабатываемых деталей, то в литературе имеются лишь самые общие сведения, позволяющие оценить только коробление жестких деталей при их упрочнении ППД. Вопросы кинетики и величины коробления при ППД деталей начинают привлекать исследователей из-за высокой эффективности этого процесса [1].

В результате теоретических и экспериментальных исследований выявлены возможности использования ППД для управления остаточными деформациями изгиба, связанными с короблением плоскостных жестких деталей на предшествующих этапах их формообразования.

На основании условия компенсации коробления, заключающегося в восполнении «удаленных» со стружкой остаточных напряжений напряжениями внесенными ППД, получено уравнение для определения необходимой глубины наклепа применительно к накатке роликами:

$$2\delta_n^3 - 6h\delta_n^2 + 3h^2\delta_n(2 + (1-\nu)c) - 2h^3 = 0 \quad (1)$$

где:  $\delta_n$  - глубина наклепа;

$h$  - толщина обрабатываемой детали;

$\nu$  - коэффициент Пуассона;

$c = \sigma_{oh} / \sigma_h$  - коэффициент несоответствия остаточного напряжения в детали до

накатки  $\sigma_h$ , напряжениям в поверхностном слое  $\sigma_{om}$ .

При решении уравнения (1) относительно  $\delta_n$  совместно с формулой С. Г. Хейдгеца, уточненной И. В. Кудрявцевым [2].

$$\delta_n = \frac{1}{m} \sqrt{\left(\frac{P}{2\sigma_t}\right)},$$

где  $P$  - усилие накатки, компенсирующее коробление детали под действием  $\sigma_h$

$m = 1 + 0.07R$  - коэффициент, учитывающий приведенный радиус кривизны  $R$  контактируемых поверхностей, было получено значение параметра компенсации коробления:

$$p = \beta \sigma_t h^2 m^2 \quad (2)$$

где  $\beta$  – безразмерный коэффициент, учитывающий остаточные напряжения, вызывающие коробление детали на предшествующих операциях.

$$\beta = (4..5)10^{-4} \text{ – для отожженных деталей}$$

$\beta = (50..100)10^{-4}$  – для деталей прошедших нормализацию или закалку с последующим отпуском .

$\sigma_t$  -предел текучести материала

В результате выполненных экспериментов в производственных условиях установлено, что наибольшая стабильность получения заданной точности формы при устраниении коробления деталей типа планок, направляющих, линеек, обработанных продольно-строгальным станком, достигается при поперечных подачах (мм /дв. ход) стола равных

$$s \leq \frac{1}{3r}$$

где:  $r$ -радиус профиля ролика.

На рис.1 представлены профилограммы базовой поверхности ( $L$  баз) до накатки (а), и после накатки (б) на режимах, компенсирующих коробление

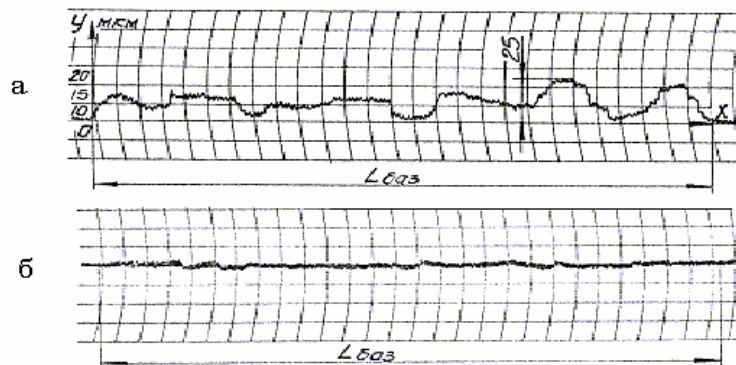


Рисунок 1 – Профилограмма базовых поверхностей; а – до накатки; б – после накатки

Разработаны номограммы для определения усилия на ролик, обеспечивающего устранение коробления, возникающего при строгальной, фрезерной операциях.

Преимущество разработанного процесса управления остаточной деформацией изгиба заключается в том, что он не требует дополнительных материальных затрат, обеспечивает высокую параллельность противоположных поверхностей, снижает шероховатость, повышает износостойкость и противоусталостную прочность, позволяет получить прямолинейность и плоскостность поверхностей в заданных пределах.

Так, например, детали типа планок, обработанные по существующей заводской технологии имели после строгальной операции остаточную деформацию изгиба на длине 1м – 3..5мм, а с применением ППД на установленных режимах эти же детали имели не прямолинейность в пределах 0,04..0,1мм.

В процессе исследований установлено, что ППД вызывает волнистость обрабатываемой поверхности. Для устранения волнистости применили тонкое шлифование (максимальный удаляемый припуск составлял в пределах до 0.003 мм).

При технологическом обеспечении характеристик качества в данном случае представляет интерес характер влияния факторов на стадии окончательной обработки.

Были рассмотрены следующие характеристики качества: форма накатанной поверхности после ее шлифования  $f_{шл}$  поверхностная твердость и микроструктура активного слоя.

Переменными факторами, характеризующими условия обработки служили:  $\Delta$  - удаляемый припуск (интервал варьирования 40...100 мкм);  $S_n$  - = 2...4 мм/ход – подача шлифовального круга;  $H$  = 10...20 мм – толщина образца;  $P$  = 5..15 кН – усилие накатывания образца перед шлифованием.

Интервалы варьирования факторов выбраны на основе предварительных экспериментов таким образом, чтобы в этих пределах получилось монотонное изменение исследуемого параметра. При этом был реализован дробнофакторный эксперимент типа  $2^{4-1}$ .

В результате обработки экспериментальных данных получена зависимость:

$$f_{шл} = 147.2 \frac{\Delta^{1.46} S_n^{3.68}}{P^{1.47}} H^{0.59-2.97lg S_n} \quad (3)$$

Полученная математическая модель показывает степень влияния технологических режимов и габаритов детали на изменение формы после тонкого шлифования и накатывания детали.

#### Литература.

1. Емильянов В. Н. Коробление коленчатых валов при упрочнении их галтелей, - Известия вузов. Машиностроение. 1972, N11, с. 34-37.
2. Кудрявцев И. В., Петушков Г. И. Влияние кривизны поверхностей на глубину пластической деформации при упрочнении деталей поверхностным наклепом. – Вестник машиностроения. 1966, N7, с. 41-43.

УДК 621.9 (07)

**Мартынов А.П., Евсеенко Ю.В.**

Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина

### **ИССЛЕДОВАНИЕ СОБИРАЕМОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ КРУПНЫХ РЕДУКТОРОВ**

*Investigations on the influence of tolerances of manufacturing of split cases openings upon assembling of rolling bearings.*

От качества изготовления и сборки подшипниковых узлов в значительной мере зависит надежность и долговечность работы машин и механизмов.

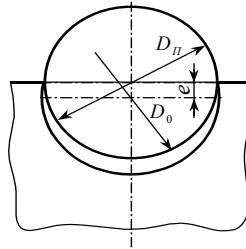
Конечно, долговечность работы подшипникового узла в первую очередь, зависит от динамической грузоподъемности самого подшипника и нагрузки, действующей на него.

Однако номинальная (расчетная) долговечность в реальных условиях может намного снижаться из-за деформаций колец, недостаточной степени прилегания их к сопрягаемым поверхностям (менее 70-75%), необоснованного назначения технических требований к точности соединений и сопрягаемых поверхностей деталей.

Поэтому при разработке чертежей подшипниковых узлов учитывают материалы ГОСТ 3325-85, где в зависимости от конструктивно-технологических и эксплуатационных особенностей соединений приведены рекомендации по назначению посадок, а также допусков формы и расположения сопрягаемых с кольцами подшипников поверхностей деталей.

Кроме того, как показали производственные наблюдения, при изготовлении и сборке разъемных корпусов выполняют ряд мер, направленных на обеспечение качества сборки рассматриваемых узлов. Так, например, смещение оси отверстия относительно плоскости разъема ограничивают допусками, а перед установкой крупных подшипников в полуотверстия часто производят шабрение его посадочных поверхностей на участках, прилегающих к плоскости разъема, выполняя так называемую развалку, размеры которой регламентированы в зависимости от габаритов отверстия.

Рисунок 1 – Схема установки наружного кольца подшипника в полуотверстие



корпуса

Несмотря на это, не всегда качество сборки крупных разъемных корпусов соответствует требуемым нормам. Производственные наблюдения показали, что зачастую для установки подшипников при развалке отверстия корпуса приходится снимать слой, в 2-3 раза превосходящий допускаемый.

Нетрудно увидеть из рисунка, что условие собираемости наружного кольца подшипника с полуотверстием можно выразить условием:

$$2\sqrt{\frac{D_0^2}{4} - e^2} \geq D_{II}, \quad (1)$$

где  $D_{II}$  и  $D_0$  — действительные диаметры наружного кольца соответственно подшипника и отверстия корпуса;  $e$  — смещение оси отверстия относительно плоскости разъема.

Если принять распределение погрешностей подчиняющимся закону Гаусса, то для обеих деталей коэффициент относительной асимметрии  $\alpha = 0$ , и, следовательно:

$$D_0 = D + \frac{ES_0 + EI_0}{2}, \quad (2)$$

$$D_{II} = D + \frac{\Delta D_m}{2}, \quad (3)$$

где  $D$  — номинальный диаметр соединения;  $\Delta D_m$ ,  $ES_0$  и  $EI_0$  — соответственно нижнее предельное отклонение диаметра наружной поверхности подшипника по ГОСТ 3325-85 и верхнее и нижнее предельные отклонения диаметра отверстия в корпусе, заданные в чертеже корпуса.

Поскольку чаще всего на диаметр отверстий в корпусе назначают поля допусков с основным отклонением  $H$ ,  $EI_0 = 0$  и тогда

$$D_0 = D + \frac{ES_0}{2}. \quad (4)$$

Из выражения (1) вытекает, что допустимое смещение оси отверстия относительно плоскости разъема

$$e \leq \frac{1}{2} \sqrt{D_0^2 - D_{II}^2}. \quad (5)$$

Подставляя в выражение (5) значения  $D_0$  и  $D_{II}$  из формул (3) и (4), после несложных преобразований получаем условие собираемости в виде:

$$e \leq \frac{1}{4} \sqrt{4D(ES_0 - \Delta D_m) + ES_0^2 - \Delta D_m^2}. \quad (6)$$

Пренебрегая значением  $(ES_0^2 - \Delta D_m^2)$ , получаем окончательно:

$$e \leq \frac{1}{2} \sqrt{D(ES_0 - \Delta D_m)}. \quad (7)$$

Расчеты с учетом ГОСТ 25346-82 (принимались 6 и 7 качества для отверстий) и ГОСТ 3325-85 показали, что для диапазона диаметров 100-500 мм, наиболее распространенного в крупных редукторах, допустимая величина смещения оси отверстия относительно плоскости разъема корпуса составляет 1-4 мм.

С учетом экономически достижимой точности выверки борштанги при обработке крупных разъемных корпусов на расточных станках можно утверждать, что получающееся при этом несоответствие оси отверстия с плоскостью разъема практически не ограничивает собираемости подшипникового узла.

Надежность работы подшипниковых узлов в значительной мере определяется правильным выбором посадок колец в сопрягаемые детали.

В редукторах наружное кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки, воспринимаемой подшипниковым узлом, и испытывает так называемое местное нагружение. Поэтому в соединениях наружных колец с отверстиями корпусов желательны посадки с зазором — нерегулярное проворачивание кольца (например, при пиковых моментах трогания, из-за вибраций, перегрузок и т. п.) приводит к изменению положения зоны его нагружения, вследствие чего устраняется возможность локального износа дорожки качения.

В соответствии с ГОСТ 3325-85 для посадок наружных колец подшипников в отверстиях разъемных корпусов рекомендуется назначать посадки  $H6$ ,  $H7$ ,  $G6$ ,  $G7$  независимо от типа подшипников, габаритов и условий эксплуатации.

Как показал анализ чертежей корпусов крупных редукторов, чаще всего на диаметры отверстий назначаются поля допусков с основным отклонением  $H$ . Это, на наш взгляд, объясняется привычным традиционным принципом назначения полей допусков на размеры всех внутренних (охватываемых) поверхностей «в тело» детали, то есть в данном случае в «плюс» от нулевой линии, что технологически наиболее рационально, особенно если нижнее предельное отклонение равно нулю.

Однако проведенные нами расчеты средних зазоров, получающихся в соединениях с полями допусков отверстия  $H6$ ,  $H7$ , с одной стороны, и полями допусков  $G6$ ,  $G7$ , с другой стороны показали, что в последнем случае величина зазора в соединении с номинальными диаметрами 100-500 мм больше в 1,2-1,7 раза.

Следует учесть также, что крупные редукторы изготавливают на машиностроительных предприятиях с единичным и мелкосерийным типом производства, в условиях которого точность размеров обеспечивают методом пробных проходов. Поэтому из-за психологического фактора оператора здесь наблюдается отрицательная асимметрия при обработке отверстия. В то же время при обработке колец подшипников на специализированных заводах положительной асимметрии не наблюдается, так как в массовом и крупносерийном производствах обработка производится на станках, настроенных на середину поля допуска (в данном случае — поля допуска наружного кольца). Следовательно, в случае назначения на отверстия крупных разъемных корпусов полей допусков  $H6$  и  $H7$  зазоры в соединениях с наружными кольцами подшипников (особенно с учетом отклонений формы и расположения сопрягаемых поверхностей) вообще близки к 0, а в некоторых случаях (при неблагоприятном суммировании рассмотренных отклонений поверхностей в процессе сборки) вместо необходимых для эксплуатации зазоров в таких соединениях фактически будут образовываться натяги. Этому способствуют также деформации отверстий, которые, как известно, имеют место при обработке деталей, особенно жестких (каковыми являются корпусные детали), из-за перераспределения внутренних остаточных напряжений в толще металла.

Таким образом, в крупных разъемных корпусах на диаметры отверстий под подшипники качения наиболее целесообразно назначать поля допусков  $G6$  или  $G7$ , что позволит создать зазор в соединении с наружным кольцом, а значит возможность проворачивания последнего в процессе эксплуатации подшипникового узла и снижения неравномерности износа дорожек качения и связанного с этим повышения долговечности подшипникового узла.



**УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОВЕРХНОСТНО-ПЛАСТИЧЕСКИМ  
ДЕФОРМИРОВАНИЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭНЕРГИИ МАГНИТНОГО ПО-  
ЛЯ**

*The problem of increase of operating characteristics of parts of machines is reviewed. The method of increase of the hardened layer by superficially-plastic deforming with application of energy of a magnetic field is offered.*

В условиях рыночной экономики все большее значение приобретают вопросы повышения надежности работы машин. Это в свою очередь предъявляет повышенные требования к эксплуатационным характеристикам деталей, которые формируются на отделочном этапе их обработки.

Вместе с общепринятыми методами обработки, такими как шлифование, хонингование, суперфиниширование применяются методы поверхностно-пластического деформирования (ППД). К преимуществам метода поверхностно-пластического деформирования следует отнести возможность сформировать поверхностный слой обрабатываемой детали, т.е. создать в нем сжимающие остаточные напряжения, наклеп, низкую шероховатость поверхности.

Расширить технологические возможности поверхностно-пластического деформирования может применение энергии магнитного поля. Накатывание осуществляется шариками или роликами. Электромагнитная обработка сглаживанием характеризуется следующими особенностями:

- тепловое и силовое воздействия на поверхностный слой осуществляются одновременно, а не последовательно; нагрев при этом сопровождается действием значительных давлений;

- нагрев поверхностного слоя металла происходит от двух источников тепла: внешнего (теплота трения) и внутреннего (теплота, выделяемая при прохождении вихревого тока, наводящего ЭДС);

- длительность нагрева и выдержки в зависимости от поверхности контакта и скорости обработки очень незначительна (сотые доли секунды);

- высокая скорость охлаждения определяется интенсивным отводом теплоты от поверхностного слоя внутрь детали;

- поверхностный слой подвергается многократному термомеханическому воздействию в зависимости от числа рабочих ходов.

С точки зрения металловедения, процессы электромагнитной обработки можно отнести к особому типу поверхностной термомеханической обработки [1]. Различают высокотемпературную термомеханическую обработку, где деформирование происходит при температуре выше порога рекристаллизации, и низкотемпературную термомеханическую обработку, где деформирование происходит при температуре ниже порога рекристаллизации.

Повышение прочности поверхностного слоя металла при высокотемпературной термомеханической обработке происходит за счет увеличения плотности дислокаций в поверхностном слое, более равномерного их распределения. Увеличение плотности дислокаций повышает сопротивление дальнейшему скольжению и способствует увеличению прочности пластически деформированного металла.

Усилие, прикладываемое к деформирующему элементу, ограничивается предельной концентрацией дислокаций в поверхностном слое детали, при достижении которой могут образовываться субмикроскопические трещины, возникает нежелательный эффект «шелушения», т.е. частичное разрушение поверхностного слоя.

Для преодоления этих явлений предлагается использование ППД с применением энергии магнитного поля (ЭМО). В результате воздействия магнитного поля одновременно с деформирующим элементом в материале детали возникают локальные вихревые микротоки. Учитывая, что наибольшим электрическим сопротивлением обладают места концентрации дислокаций, карбидных включений и иных дефектов, являющихся препятствием к распространению дислокаций вглубь материала, они будут подвергаться максимальному, по сравнению с основной массой материала, нагреву. Это, в свою очередь, позволит дислокациям проникать на большую глубину, и величина упрочненного слоя увеличится без наступления эффекта «шелушения».

Экспериментальные исследования для подтверждения вышеизложенных положений были проведены на ОАО «КЗТС». Исследуемые образцы диаметром 100 мм, изготовленные из стали 45, были обработаны резцом с начальной шероховатостью поверхности  $Ra = 3,2$  мкм на токарном станке мод. 165.

Сглаживающий инструмент представляет собой пружинную державку, изготовленную из стали 45 с однопетлевой плоской пружиной с закалкой пружинной части до 40...48 HRCэ. Подводящий кабель от вторичной обмотки силового трансформатора крепится болтом в хвостовике державки. Основное назначение плоских пружин – обеспечивать регулирование заданных сил в процессе электромагнитной обработки ППД, а также гасить возможные вибрации при обработке. В корпусе державки закреплена роликовая головка с роликом, изготовленным из стали ШХ15 ( $\sigma_B = 2160$  МПа). Сила сглаживания регулируется путем натяга поперечного суппорта станка. Катушка индуктивности одевалась на корпус оправки, который в этом случае был сердечником, и наводимая ЭДС способствовала разогреву зоны контакта ролика с деталью.

В качестве источника питания использовалась специальная установка для электромагнитной обработки МАГ-1.

Основные технические характеристики установки МАГ-1:

Номинальная электрическая мощность, кВт ..... 6  
 Напряжение питания, В ..... 220/380  
 Напряжение во вторичной рабочей цепи, В ..... 0...6

Для расчета напряженности магнитного поля, необходимого для разогрева поверхностного слоя, использовалось следующее условие: количество тепла от действия вихревых токов  $Q_1$  равно количеству тепла, затрачиваемого на разогрев поверхностного слоя упрочняемой детали  $Q_2$ .

Количество тепла от действия вихревых токов  $Q_1$  определяется по формуле [2]

$$Q_1 = 0,24I^2RT \quad (1)$$

Количество тепла  $Q_2$ , затрачиваемого на разогрев поверхностного слоя детали, определяется по формуле:

$$Q_2 = cm(t_2 - t_1) \quad (2)$$

Сила вихревых токов с учетом (1) и (2) определяется как

$$I = \sqrt{\frac{cm(t_2 - t_1)}{0,24RT}} \quad (3)$$

Напряженность магнитного поля катушки [2]

$$H = \frac{IN}{l} \quad (4)$$

С учетом (3) напряженность магнитного поля будет определяться из зависимости

$$H = \frac{N}{l} \sqrt{\frac{cm(t_2 - t_1)}{0,24RT}}, \quad (5)$$

где  $N$  – число витков катушки;  
 $l$  – длина катушки;  
 $c$  – теплоемкость обрабатываемого материала;  
 $m$  – масса нагреваемого объема материала;  
 $t_2$  и  $t_1$  – температура нагрева обрабатываемого материала и окружающей среды соответственно;  
 $R$  – электрическое сопротивление зоны нагрева;  
 $T$  – время нагрева.

Обработка образцов осуществлялась за один проход при скорости резания 34 м/мин, подаче инструмента 0,5 - 1 мм/об, усилия деформирования 20 – 60 кН, напряженности магнитного поля 1 – 16,5 кА/м.

Шероховатость обработанных образцов оценивалась с помощью прибора Hommel-Tester типа T-1000 (ФРГ). Результаты измерений свидетельствуют об уменьшении шероховатости до  $Ra = 0,76 - 0,85$  мкм в зависимости от усилия деформирования и подачи. Меньшие значения соответствуют меньшей подаче и большему усилию деформирования.

Твердость поверхности детали измерялась прибором «Экватип» (ФРГ). Измерение микротвердости поверхностного слоя обрабатываемых образцов по глубине выполнялось с помощью прибора ПМТ-3 с нагрузкой на алмазную пирамиду 100 г. Глубина упрочненного слоя составила 0,4-0,6 мм. Сравнительный анализ образцов, обработанных при одинаковых режимах ( $s=0,5$  мм/об,  $P=60$  кН), в одном случае без ЭМО, а в другом – с применением ЭМО с напряженностью 16,5 кА/м, показал, что твердость образцов, прошедших ЭМО, на глубине до 0,4 мм в 1,5 раза выше, чем у образцов, обработанных без ЭМО.

Остаточные напряжения 1-го рода определялись тензометрическим методом с помощью цифрового тензометрического моста ЦТМ-5. Результаты исследований показали, что на глубине до 0,25-0,35 мм образуются сжимающие остаточные напряжения.

Металлографические исследования показали отсутствие светлой зоны поверхностного слоя, что свидетельствует о том, что температура в зоне обработки была ниже порога рекристаллизации из-за высокой скорости резания и, вследствие этого, незначительного времени контакта ролика с поверхностью детали. Структура образцов феррито-перлитная, балл зерна 6.

Твердость поверхности составляет 222НВ для образцов, прошедших ППД без действия магнитного поля, и 227-231НВ – для образцов, прошедших электромагнитную обработку ППД (большие значения соответствуют большей величине усилия деформирования). Исходная твердость образцов – 172НВ.

Увеличение подачи несколько снижает твердость поверхности, что объясняется уменьшением времени контакта сглаживающего ролика с обрабатываемой деталью, и, следовательно, снижением термического воздействия. Применение охлаждения (ма-

шинного масла с керосином) способствует увеличению твердости на глубину и некоторому снижению твердости на поверхности детали.

Изменение твердости на поверхности образца из стали 45 после электромагнитной обработки ППД соответствует соотношению

$$HB = \frac{90P^{0,3}}{s^{0,03}H^{0,05}} \quad (6)$$

Анализ полученной зависимости показывает, что твердость поверхности в большей степени зависит от усилия деформирования, которое создается на сглаживающем ролике.

С целью подтверждения предположения о том, что поверхностно-пластическая деформация с применением магнитного поля может исключить наступление эффекта «шелушения», были проведены дополнительные эксперименты. Накатывались шейки вала без применения и с применением магнитного поля до наступления эффекта «шелушения». Режимы обработки обоих образцов составили:  $s=0,5$  мм/об,  $P=60$  кН. Напряженность магнитного поля при электромагнитной обработке ППД составила 16,5 кА/м. В качестве эталонного при определении количества проходов был принят образец, который деформировался без применения магнитного поля. Металлографические исследования, проведенные после эксперимента, свидетельствуют об увеличении твердости в 1,8 раза на глубине 0,2 мм у образца, обработанного без применения магнитного поля. Металлографические исследования показали, что на глубину до 0,4 мм зерна металла сильно деформированы. У образца, деформированного под действием магнитного поля, резкого увеличения твердости не происходит и эффект «шелушения» не наблюдается.

Твердость поверхности составила 251НВ и 254НВ соответственно для образца, прошедшего ППД без действия магнитного поля, и образца, прошедшего электромагнитную обработку ППД. Шероховатость поверхности составила  $Ra = 0,4$  мкм.

Увеличение количества проходов позволяет уменьшить шероховатость поверхности и увеличить глубину упрочненного слоя. Последнее обстоятельство можно объяснить явлениями технологической наследственности. Возможность повышения твердости на глубине до 0,15-0,20 мм и получения при этом мелкодисперсной структуры во многих случаях позволяет заменять специальные операции термической обработки электромагнитной обработкой ППД.

Таким образом, применение поверхностно-пластическое деформирование с применением магнитного поля позволяет существенно расширить технологические возможности метода ППД.

#### Литература

1. Бернштейн М.Л., Займовский В.А., Капуткина Л.М. Термомеханическая обработка стали. – М.: Металлургия, 1983. – 480 с.
2. Кухлинг Х. Справочник по физике – М.: Мир, 1983. – 520 с.

**А.В.Жартовский , В.Д.Кассов, В.В. Чигарев**

**Приазовский государственный технический университет, г.Мариуполь,  
Донбасская государственная машиностроительная академия, г.Краматорск, Украина**

### **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОНЦЕВОГО ИНСТРУМЕНТА ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК**

*In the article the problem of a reliability augmentation of the tool is reviewed by simulation of a technological process of its manufacturing*

Концевой инструмент является сложной конструкцией, работающей в условиях, приближенных к критическим нагрузкам, что делает возможным отказы. Наиболее неблагоприятным видом отказа инструмента является разрушение. Это приводит к внеплановым простоям оборудования и повышенному расходу инструментальных материалов. Исследование причин отказов инструмента подтверждают, что повышение надежности связано с качеством его изготовления.

При сварке давлением в активирующей защитной среде образование соединения сопровождается сложным комплексом физико-химических процессов. Надежность инструмента, изготовленного из биметаллической заготовки, обеспечивается выбором оптимальных параметров режима сварки и химического состава сварочного флюса. При разработке указанных параметров технологического процесса в современных условиях широко применяется математическое моделирование. Однако, для успешного решения таких задач еще на неформальном уровне необходим правильный выбор как наиболее сильно влияющих факторов, так и параметра оптимизации [1]. Изучение методов оценки качества сварного соединения показало, что широко применяемые на практике и разработанные для производственных условий, они достаточно просты и надежны, но не позволяют количественно оценивать влияние изучаемых технологических параметров из-за низкой чувствительности. Оценка чувствительности методов производилась путем последовательного перехода от простых к более сложным и трудоемким. Так использовался производственный метод [2], заключающийся в ударе короткой части о массивную металлическую плиту. Метод позволяет отделить явный брак от заготовок, имеющих скрытые дефекты, обнаружить которые возможно лишь при механической обработке. Более жестким является метод, при котором сваренные заготовки крепились в приспособлении с опорой на оба конца. Разрушение осуществлялось с помощью груза. При хорошем качестве сварного соединения разрушение происходило по быстрорежущей стали, а при плохом – по плоскости образования соединения. При исследовании влияния параметров процесса сварки эти методы не дают количественной оценки качества соединения. В этой связи изучалась возможность использования стандартных испытаний на разрыв и ударную вязкость.

Образование соединения имеет диффузионную природу. Вещество соединяемых материалов подвергается воздействию комплекса энергосиловых и физико-химических факторов, способствующих деформации микровыступов обработки, сближению соединяемых поверхностей и образованию соединения. Важнейшими факторами, определяющими процесс образования соединения, являются параметры:

режима нагрева соединяемых поверхностей; режима сжатия; физико-химических свойств среды.

Режим нагрева, определяющий прохождение процесса образования соединения, характеризуется температурой сварки, скоростью нагрева соединяемых поверхностей, временем нагрева. К параметрам режима сжатия относится величина сварочного давления сжатия и способ его приложения. К параметрам физико-химических свойств среды относится химический состав, физические и химические свойства веществ, принимающих участие в образовании сварного соединения, с момента начала и до момента образования соединения.

Применительно к изучаемому способу сварки, влияние указанных параметров на качество сварного соединения не достаточно изучено и не систематизировано. По этой причине построение математической модели позволило бы выявить некоторые особенности среди многих функциональных связей в изучаемом процессе.

Для исследования в качестве параметра оптимизации использовали ударную вязкость КСУ по ГОСТ 6996-80 сварного соединения стали Р6М5К5 со сталью 45, отожженного при температуре 840-860°C, с выдержкой в течение часа и охлажденного с печью. Такие соединения не подвержены хрупкому разрушению действия внутренних напряжений от нагрева при сварке. Форма образцов способствует минимальным разрушениям при изготовлении, а размер поперечного сечения – максимальному сохранению его свойств. Характер разрушения в этом виде испытаний таков, что оно всегда находится в зоне сварного соединения и поэтому дает возможность получить количественную характеристику, которой можно оперировать при построении математической модели. Характер разрушения показан на рис. 1.

Для построения математической модели образования соединения в качестве искомой была выбрана модель главных эффектов [1]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^6 b_i X_i + \sum_{i=1}^3 b_{ii} X_i^2 + b_{111} X_1^3.$$

В качестве плана эксперимента использован план  $4 \times 32 \times 2^3 // 16$  с коэффициентом эффективности плана  $\eta = 0,94$ , что подтверждает его близость к Q оптимальному, обеспечивающего получение минимальной средней дисперсии предсказания значений отклика в заданной области факторного пространства. Факторы и уровни их варьирования приведены в таблице. Для обработки данных такого эксперимента, в соответствии с методикой, необходимо перейти к кодовому масштабу. Модель в кодовом масштабе имеет следующий вид:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^6 b_i x_i + \sum_{i=1}^3 b_{ii} z_i + b_{111} q_i \quad (1)$$

После определения коэффициентов и оценки их значимости для пары свариваемых материалов сталь Р6М5К5 – сталь 45 уравнение (1) примет вид:

$$y = 99,1 - 2,42x_2 - 0,59x_3 - 3,41x_4 + 16,65x_5 + 0,64x_6 - 1,91z_2 + 31,77z_3 \quad (2)$$

Для определения экстремума значений параметров  $x_2$ ,  $x_3$  были взяты производные  $dy/dx_2$ ,  $dy/dx_3$ .

$$\frac{dy}{dx_2} = -2,42 - 1,27x_2 \text{ при спостереженні } \frac{dy}{dx_2} = 0, x_2 = 1,76.$$

Натуральне значення  $X_2$  визначають за формулою:  $x_2 = k_2(X_2 + A_2)$ .

При  $A_2 = -55$  і  $k_2 = 1/5$ ,  $X_2 = 46$  сек.

$$\frac{dy}{dx_3} = -15,88x_3 - 12,43 \text{ при спостереженні } \frac{dy}{dx_3} = 0, x_3 = 0,78.$$

Натуральне значення  $X_3$  визначають за формулою:  $x_3 = k_3(X_3 + A_3)$ .

При  $A_3 = -3,75$  і  $k_3 = 4/5$ ,  $X_3 = 4,7$  %.

Розрахунковим шляхом з рівняння (2) отримані графічні залежності ударної в'язкості зварного з'єднання від параметрів режиму зварки і хімічного складу флюсу (рис. 2, 3).

Таблиця. – Фактори і рівні їх варіювання

$i$	Найменування фактора	Натуральні значення $X_i$	Кодові значення $F_i$
1	Пари з'єднуються матеріалів: сталь Р6М5К5 + сталь 45 сталь У8А + сталь 45 сталь У8А + сталь У8А сталь 45+ сталь 45	0	0
		1	1
		2	2
		3	3
2	Час зварки, сек	40	1
		60	2
		80	3
3	Масова частка розчину хлорного заліза в флюсі, мас. %	0	0
		5	1
		10	2
4	Удельне тиск стиснення при зварці, МПа	0,15	0
		0,30	1
5	Температура зварки, °С	1100	0
		1200	1
6	Масова частка бору в флюсі, мас. %	10	0
		30	1

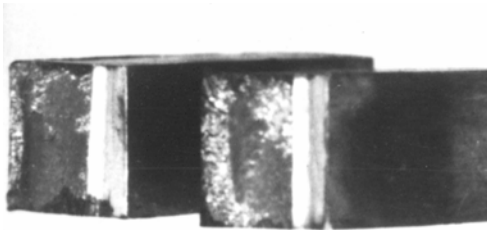


Рисунок 1 – Характер руйнування зразка зварного з'єднання при випробуваннях

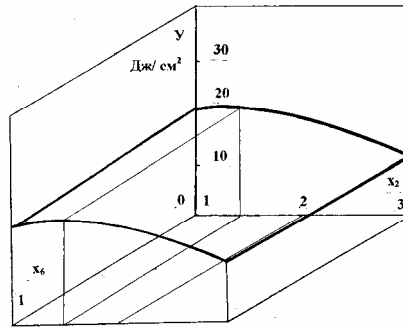


Рисунок 2 – Зависимость ударной вязкости соединения от времени сварки и содержания бора аморфного во флюсе при  $x_3=0,78$ ;  $x_4=1$ ;  $x_5=1$

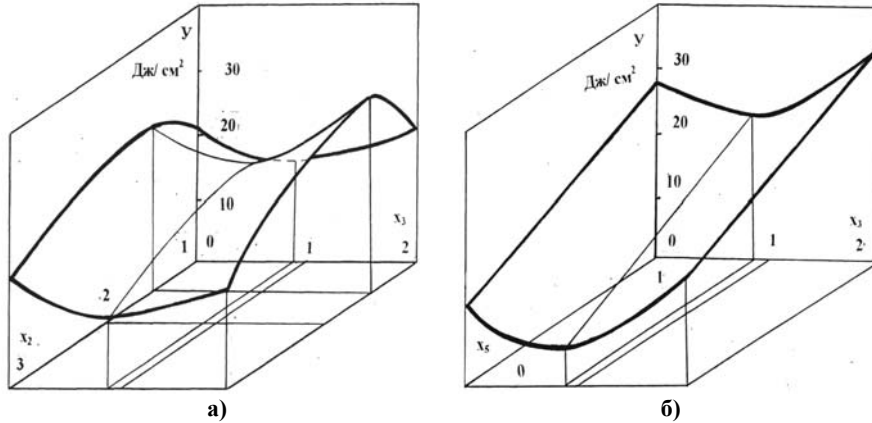


Рисунок 3 – Зависимость ударной вязкости соединения от времени сварки и содержания раствора  $FeCl_3$  во флюсе при: а)  $x_4=1$ ;  $x_5=1$ ;  $x_6=1$ ; б)  $x_2 = 1,76$ ;  $x_4=1$ ;  $x_5=1$

Разработанная математическая модель позволяет оптимизировать выбор параметров режима сварки и химического состава флюса, исходя из условий надежности инструмента.

#### Литература

- 1.Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980.-304с.
- 2.Палей М.М. Технология производства металлорежущих инструментов: – М.: Машиностроение, 1982.-256с.



**В.В. Гранова**

Славянский государственный педагогический институт, г. Славянск, Украина

### **РАЦИОНАЛЬНОЕ РАЗМЕЩЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ И РАБОЧИХ МЕСТ**

*The problems of optimum accommodation of the process equipment are considered with the purpose of increase of a production efficiency.*

В условиях адаптации к рыночным формам хозяйствования отечественный производитель на практике убедился, что для успешной работы ему необходимо постоянное условие его эффективного роста. Для осуществления технологического обновления необходимы научная организация производственного процесса.

Научная организация производственного в пространстве предполагает создание рациональной планировки цехов, участков, складов, а также рациональное размещение оборудования и рабочих мест. В самом общем виде значение планировки оборудования заключается в том, что она влияет на величину транспортных расходов, на себестоимость продукции, на размер капиталовложений, на прямоточность, непрерывность и ритмичность производственного процесса, на уровень организации труда и т.д.

Крупные предприятия создавались по принципу максимального замкнутого комплекса подразделений. Это диктовалось реальными условиями деятельности предприятий их ведомственным монополизмом, стремлением максимально ограничить связи из-за межведомственных барьеров, но и тем, что оплата услуг других организаций, как правило, обходилась дороже по сравнению с затратами на содержание своих соответствующих подразделений. На каждом предприятии имелась широкая номенклатура подразделений вспомогательного производства: инструментальное, станкостроительное, ремонтное, транспортное, энергетическое и т.д. На эту структурную особенность «традиционных» предприятий рыночная экономика, отреагировав определенными тенденциями. На протяжении последних лет и десятилетия просматривается отчётливое стремление предприятий, выполняющихся ранее их внутренними подразделениями. Именно за счет этого фактора сокращается число промышленных гигантов, и, вместе с тем, возрастает количество малых предприятий. Идёт процесс образования малых предприятий, цехов, производств, других подразделений, вторых, созданием небольших дочерних предприятий по инициативе крупных предприятий. Трудовой процесс на малых предприятиях осуществляется, как правило, на основе бесцеховой структуры.

В условиях рынка нужно стремиться строить свою деятельность согласно его правилам и законам. Наилучших экономических результатов в работе предприятие достигнет при выборе наиболее рациональной формы организации производства по выпуску пользующейся спросом продукции. Решение указанных задач должно заключаться в отыскании из многих альтернативных равновозможных и равнодоступных оптимального варианта. При нескольких или многих вариантах решений возникает огромная трудоёмкая работа по нахождению из них числа оптимального, что часто на практике неосуществимо. Рассматривая данный вопрос необходимо исходить из недопустимости принятия технологического и организационного решения без убеждённости в том, что это решение является оптимальным.

Современные математические методы позволяют находить оптимальные планировки оборудования и рабочих мест с высокой степенью достоверности при относительно малых затратах труда. При ограниченной номенклатуре изготовления деталей

или высокой степени унификации технологических процессов рациональная планировка оборудования на участке может быть определена методами классического анализа. Особо сложной и многовариантной работа по оптимизации относительного расположения оборудования на участке будет в условиях многономенклатурного производства. Для этих участков характерна приведенная программа выпуска деталей. Суть её в следующем. Номенклатура заданных цеху (участку) изделий разбивается на группы. В группу отбираются изделия, сходные по конструкции и технологии изготовления. Далее в каждой группе выбирается типовой представитель. Основание или критерий выбора типового представителя – наибольший удельный вес годовой трудоёмкости программы в общей трудоёмкости. Все остальные изделия группы посредством специального коэффициента производятся по трудоёмкости к изделию-представителю с учётом их различия в массе, серийности и сложности обработки.

Основным критерием оптимизации участка является его производственная программа. На основании программы и заданной трудоёмкости определяется потребное количество станков. При изготовлении детали проходят различный путь, их протяженность будет зависеть от варианта планировки.

Частным критерием оптимизации варианта планировки будет объём грузооборота. В этом показателе отражены такие факторы, как номенклатура деталей, программа выпуска, вес детали, маршрут обработки.

Наиболее общим критерием оптимизации будет минимальные приведенные затраты единицы продукции по варианту организации производственного процесса. Приведенные затраты, в свою очередь, изменяются за счёт следующих факторов: удельные капитальные вложения в производственные фонды и себестоимость единицы продукции. Переменными величинами, влияющими на эти параметры, при изменении формы организации и планировки участка будут: изменение размеров производственной площади, повышение коэффициента загрузки оборудования и изменение затрат на транспортировку заготовок, материалов и готовой продукции. Первые два фактора влияют на приведенные затраты незначительно, что связано с неизменностью технологических маршрутов и постоянством количества технологического оборудования.

Таким образом, объём грузооборота, выбранный в качестве критерия оптимизации планировки, прямо определяет величину основного, наиболее общего критерия оптимизации – приведённых затрат.

Наибольшее распространение поиска оптимума при решении аналогичных задач получили линейное программирование и метод Монте-Карло. Нахождение оптимальной планировки участка методом линейного программирования, основано на принципе последовательных приближений. Составляется исходный вариант расположения оборудования на участке в условиях ограниченной номенклатуры изготавливаемых деталей или при высокой степени унификации технологических процессов, затем шаг за шагом планировка улучшается. Процесс приближений продолжается до тех пор пока не будет получен вариант, который уже не может быть улучшен. Этот вариант и будет оптимальным. Этот метод не анализирует все варианты, которые возможны в многономенклатурном производстве, так как алгоритм обуславливает некоторые шаги, по которым и находится оптимальный вариант.

Задача выбора оптимальной или экономически оправданной планировки участка может быть решена методом Монте-Карло. Основная особенность этого метода заключается в том, что с помощью ЭВМ моделируется поставленная задача с исполь-

зованием аналитических испытаний, логической схемы переработки случайных чисел. Выбор оптимальной планировки участка методом Монте-Карло заключается в том, что по построенной математической модели изучают функционирование производственного участка с постоянством оборудования и меняющимися технологическими маршрутами. Законы распределения случайных величин параметров: объём грузооборота, коэффициент загрузки оборудования, изменение производственной программы и т.д. получают на основании статистических данных, накопить которые в многономенклатурном производстве при проведении испытаний затруднительно. Аналитическая и статистическая обработка результатов в условиях ограниченной номенклатуры изготавливаемых деталей позволяет выявить оптимальную планировку участка.

Оптимизацию планировки предметно-замкнутого участка многономенклатурного производства по критериям минимума его площади и грузооборота целесообразно проводить с использованием матричных методов. Матричные методы расчёта позволяют органически увязать площадь многономенклатурного участка и объёмы грузооборота, вскрывая механизм формирования производственной программы, коэффициента загрузки оборудования и т.д. Рациональная планировка участка обеспечивается соблюдением предусмотренных типовых норм проектирования. рационально спроектированные рабочие места на участке обеспечат в процессе труда наиболее удобную позу работника при выполнении всех предусмотренных технологией производственных операций. Такая планировка участка обеспечивает безопасные условия труда, минимальные физические нагрузки и минимальные нервные напряжения у работников в процессе труда, а также обеспечивается удобство обслуживания всех механизмов, агрегатов и станков, сведены к минимуму переходы рабочих в процессе труда на рабочих местах. Рациональная планировка сокращает или полностью устраняет все изменения трудовых движений и приёмов, связанных с подъёмом и подноской заготовок, инструмента и т.д.

Для определения грузооборота и оптимизации расположения оборудования составляется матрица масс и расстояний.

j	i			
	1	2	3	4
1	+	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$
2	$a_{21}$	+	$a_{23}$	$a_{24}$
3	$a_{31}$	$a_{32}$	+	$a_{34}$
4	$a_{41}$	$a_{42}$	$a_{43}$	+

Матрица масс

j	i			
	1	2	3	4
1	+	$A_{12}$	$A_{13}$	$A_{14}$
2	$A_{21}$	+	$A_{23}$	$A_{24}$
3	$A_{31}$	$A_{32}$	+	$A_{34}$
4	$A_{41}$	$A_{42}$	$A_{43}$	+

Матрица расстояний

Номера столбцов матриц отражают последовательное размещение станков на участке. В матрице масс каждый элемент отражает суммарную массу программных заданий всех деталей, закреплённых за участком (цехом), передаваемую в течение планового места на потребляющее. Составляется матрица масс на основе технологического процесса изготовления деталей с учётом их массы и потребности на плановый период.

Матрица расстояний строится на основании существующего размещения площадок участка. В каждой клетке матрицы фиксируется расстояние между рабочими местами. Математическая модель грузооборота для последовательного расположения рабочих мест может быть выражена следующей зависимостью:

$$G_{1234} = a_{12} A_{12} + a_{23} A_{23} + a_{34} A_{34} + a_{31} A_{13} + a_{24} A_{42} + a_{14} A_{14};$$

Грузооборот для базовой планировки определяется путём умножения значений, указанных в строках матриц масс, на соответствующие значения, указанные в строках матриц расстояний. Полученные произведения суммируются. Исследуется заданное число вариантов планировок с применением алгоритма оптимизации. В целях упрощения расчётов рекомендуется использовать алгоритм оптимизации грузооборота, смысл которого символически можно выразить в виде записи:

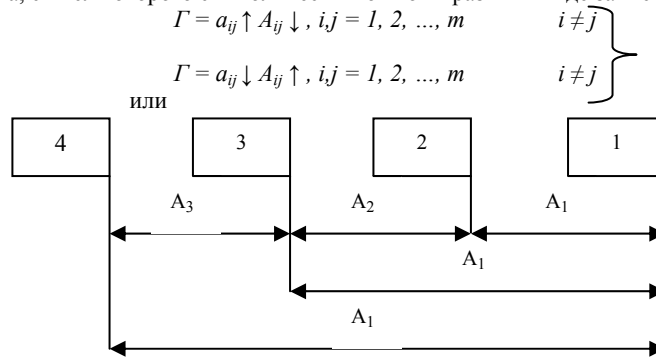


Рисунок – Схема расстояний для последовательного расположения рабочих мест

При последовательном расположении станков грузооборот составит:

$$G_{1234} = (a_{12} \ a_{23} \ a_{34} \ a_{13} \ a_{24} \ a_{14}) \begin{vmatrix} A_{12} \\ A_{23} \\ A_{34} \\ A_{13} \\ A_{24} \end{vmatrix}$$

Выбирается оптимальный вариант планировки по минимальному значению грузооборота. В многономенклатурном производстве часто изменяются варианты планировок оборудования на участке при этом методе результаты матриц масс остаются неизменными, а результаты матриц расстояний для любого варианта планировок изменяются.

Можно сделать вывод, что использование матричных методов расчёта позволяет оптимизировать планировки предметно-замкнутых участков по критериям минимума площади и грузооборота. Такие планировки необходимы малым предприятиям, выпускающим многономенклатурную продукцию.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

## Вопросы проектирования, упрочнения и эксплуатации инструмента

Зиновьев Н.И., Калинин В.В. Влияние режимов резания на характеристики стойкости и относительного поверхностного износа инструмента с пластинами из безвольфрамового твердого сплава ТН20, обработанными импульсным магнитным полем.....	3
Клименко Г.П. Надежность сборных инструментов и процесса их обслуживания на тяжелых станках.....	13
С.Нагорняк, М.Грод. Дослідження формоутворення поверхонь канавки на торці диска з допомогою дискової фрези.....	19
Ивченко Т.Г. Прогнозирование параметров закона Вейбулла распределения стойкости режущего инструмента.....	24
Казакова Т.В. Прогнозирование среднего фактического периода стойкости инструмента с использованием метода признаков.....	28
Медведев В.С. Исследование критериев для контроля состояния режущего инструмента.....	33
Мироненко Е.В., Бабин О.Ф., Колесник В.Ф., Овчаренко В.А. Расчетно-аналитический метод исследования жесткостных характеристик модульных резцов для уникальных станков с пластинчатые суппортами.....	38
Шапвалов В.Ф., Гузенко В.С., Мироненко Е.В., Иванов С.А., Колесник В.Ф. Червячные твердосплавные фрезы для зубофрезерования крупномодульных закаленных колес.....	43
Рогов В.А., Соловьев В.В. Исследование динамических характеристик резцов, выполненных с использованием синтетрана.....	48
В.М. Гах Выбор рациональных марок инструментальных материалов	52
<b>Моделирование и оптимизация</b>	
Донченко Е.И., Сердюк А.А., Гузенко В.С. Моделирование процесса резания торцевыми фрезами.....	60
Гусев В.В. Математическое моделирование взаимодействия шлифовального круга и материала заготовки при обработке.....	68
Зубкова Н.В. Конкретизация структур отображений для частных задач..	72
В.С.Гузенко, Г.Г.Коткин Передаточные свойства распределённых систем описываемые нелинейными волновыми уравнениями.....	78
Федоров В.Л., Позняк Г.Г., Жедь О.В., Копылов В.В. Математические модели износа токарных резцов из кубического нитрида бора.....	98
Миранцов С.Л. Математическая модель напряженного состояния режущих пластин отрезных резцов.....	103
Еникеев А. Ф., Разживин А.В., Парамонова Т.В. Оптимизация черного цикла технологического процесса алмазного шлифования.....	107
Маковецкий А.В. Особенности оптимизации технологической системы производства полых полуфабрикатов в условиях серийного производства.....	112

Еникеев А.Ф., Щербак Л.Н., Яровой Р.А. Метод оптимизации раскроя листового проката.....	116
<b><i>Повышение эффективности станочных систем</i></b>	
В.Д.Ковалев Проблематика применения гидравлических опор в станочном оборудовании.....	120
Бабин О.Ф., Ковалев В.Д., Донченко А.И Совершенствование систем питания гидростатических опор станков.....	124
Кириченко И.А. Гиперболоидная зубчатая передача, полученная цилиндрической производящей поверхностью.....	129
Дервянко А.В., Сердюк А.А. Информационная система для определения технического состояния металлорежущих станков.....	134
Пивоваров Л.В., Нечволод Н.К, Рукасов В.И., Субботин О.В. Компенсация динамических нагрузок инерционным параметрическим преобразователем энергии.....	139
Цыганаш В.Е, Пищулина Е.В., Тюрдьо И.Н. Экспериментальные испытания резонансной модели для управления электрическими режимами технологического оборудования.....	145
<b><i>Вопросы технологии и оптимизации технологических систем.</i></b>	
Ковалевский С.В., Медведев В.В. Принципы методики диагностики технологических операций на основе нейросетей.....	152
Кальченко В.В. Определение температуры на торцах иглонок при шлифовании со скрещивающимися осями круга и рабочего валика.....	156
Онищук С.Г. Упрочнение зубчатых колес поверхностно-пластическим деформированием с применением энергии электрического поля.....	162
Греков Д.В., Еникеев А.Ф., Субботин О.В. О повышении точности преобразования угловой скорости вращения шлифовального круга.....	166
Колот Л. П. Перспективное направление поверхностного пластического деформирования.....	171
Мартынов А.П., Евсеенко Ю.В. Исследование собираемости подшипниковых узлов крупных редукторов.....	174
Онищук С.Г., Лобунец Е.Ю. Упрочнение деталей машин поверхностно-пластическим деформированием с применением энергии магнитного поля.....	177
Жартовский А.В., Кассов В.Д, Чигарев В.В. Повышение надежности концевой инструмента путем оптимизации технологического процесса изготовления заготовок.....	181
Гранова В.В. Рациональное размещение оборудования и рабочих мест...	185

Збірник наукових праць  
Випуск №11

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ  
ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

**Комп'ютерна верстка:  
Калініченко В.В., Міранцов С.Л., Медведєв В.В.**

Підписано до друку 12.12.2001. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Друк офсетний. Умовно друкованих аркушів 12,8.  
Тираж 100 прим. Замовлення №84

---

Донбаська державна машинобудівна академія  
Україна, 84913, Донецька обл.,  
м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72