

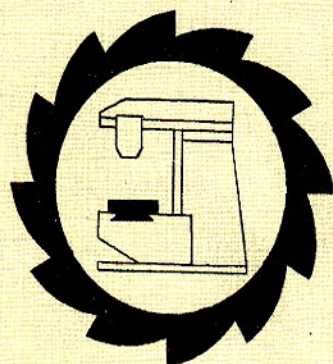
ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ



ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Сборник научных
трудов

ВЫПУСК 4



ДОНЕЦК - 1997

ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Сборник научных
трудов

ВЫПУСК 4

ДОНЕЦК - 1997

В сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки и металлорежущего инструмента.

Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования.

Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов работающих в области машиностроения.

Редакционная коллегия:

Д.т.н., проф. Михайлов А.Н. (председатель), к.т.н., доц. Калафатова Л.П. (зам. председателя), д.т.н., проф. Бутенко В.И., к.т.н., доц. Гусев В.В., д.т.н., проф. Зарубицкий Е.У., д.т.н., проф. Зенкин А.С., д.т.н., проф. Малышко И.А., д.т.н., проф. Матюха П.Г., к.т.н., проф. Минин Б.М., д.т.н., проф. Новоселов Ю.К., д.т.н., проф. Струтинский В.Б., д.т.н., проф. Седуш В.Я., д.т.н., проф. Суслов А.Г.

Адрес редакционной коллегии:

340000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра МСтанки, тел. (0622) 910 - 731.

ISBN 5-7763-8320-X

© Донецкий государственный
технический университет, 1997

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ УПРОЧНЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ЧУГУНА В МАШИНОСТРОЕНИИ

Алимов В.И., Кундос Ю.М., Гинзбург Г.А.

Чугун как конструкционный материал широко распространен в машиностроении, металлургии и коксохимии. Многие детали из чугуна работают в условиях теплового воздействия и механических нагрузок, что приводит к преждевременному выходу деталей из строя, к нарушению технологического процесса, а иногда и к серьезным авариям. По экономическим соображениям и простоте технологического процесса предпочтение часто отдают серым чугунам.

В традиционных технологиях изделия из серого чугуна горячей пластической деформации не подвергают: эксплуатационные свойства таких изделий определяются структурой, сформированной при их отливке. В тоже время показано, что возможно деформирование еще менее пластичных высокохромистых чугунов /1/, что позволяет повысить износостойкость и эксплуатационную стойкость изделий за счет механо-термической обработки карбидной фазы и термомеханической обработки твердого раствора.

Твердость серого чугуна, деформированного прокаткой с обжатием 25 %, возрастает в 1.5 раза /2/, при этом измельчаются графитные включения и видоизменяются закономерности их распределения /3/; кроме того, в зависимости от направления деформирования форма графита может меняться от вермикулярной до округлой. В металлической матрице образуются неравновесные структуры бейнитного типа, что является результатом ускоренного охлаждения, в то время как литой серый чугун имеет чаще всего феррито-перлитную металлическую основу.

Наиболее нагруженными являются изделия из серого чугуна, подверженные в эксплуатации химико-термо-механическому воздействию. К типично таким деталям относятся диски валковых грохотов, предназначенные для разделения массы кокса на фракции (доменный, литейный, мелкий) в коксохимической промышленности. Чугунные зубчатые диски, насаженные на валы квадратного сечения, образуют рабочую поверхность валкового грохота. Профиль рабочей поверхности имеет уклон, так что поступивший на диски вначале уклона кокс захватывается ими и с нарастающей скоростью скатывается по уклону; благодаря зубчатой форме дисков кокс встряхивается, при этом мелкий кокс и коксовая мелочь проваливаются в зазоры между дисками, а крупный кокс скатывается с них. В процессе работы как торцевые, так и боковые поверхности подвергаются многократным микроударами и истиранию коксовыми

ми кусками разной величины, причем температура кокса может быть до 200-250°C, а атмосфера может быть влажной и запыленной.

Для повышения сопротивления износу рабочая поверхность диска выполняется отбеленной, что достигается отливкой дисков в металлические формы (кокили) и усиливается введением в чугун легирующих добавок. С учетом наблюдаемого в практике неодинакового износа по периметру рабочей поверхности очевидно, что форма профиля диска может быть оптимизирована. Для этого необходимо знать закономерности износа в процессе эксплуатации.

Для исследований профиля износа был взят диск валкового грохота Авдеевского коксохимического завода, эксплуатировавшегося в среднестатистических условиях. Измеряли торцевой и боковой износ и строили профили изношенной поверхности по всем зубьям диска. Один участок, охватывающий зуб и впадину, вырезали для дальнейших исследований микроструктуры и твердости.

На рис.1 показан общий вид диска и условная разбивка на секторы для изучения профиля изношенной поверхности. Результаты измерений с шагом 5 мм приведены на рис. 2. Пунктиром на рис.2 показано сечение исходного (неизношенного) диска; при этом сделано допущение: наибольшая толщина изношенного сечения диска является базовой. О том, что базовая толщина неодинакова по периметру изношенного диска, свидетельствуют ее численные значения для разных секторов: она колеблется от 15,0 до 15,5 мм, хотя это и не выходит за пределы допуска на толщину диска (15,0-16,5 мм).

Как видно, и торцевая и боковая поверхность диска изношены неравномерно. Величина торцевого износа колеблется от 0,5 до 8 мм, причем по ширине он может быть равномерным (секторы 5,6,7,10), близким к равномерному (секторы 1,12), с преимущественным изнашиванием одной из сторон (секторы 2,3 и 4,8,11). Характерно, что в ряде случаев глубина изношенного слоя превышает глубину отбеленного при отливке слоя или соразмерна с ним (секторы 1,2,12).

Величина бокового износа колеблется от базового до 4 мм, причем наибольшие значения глубины износа приходится примерно на участки поверхности, расположенные на расстоянии 5-15 мм от ступицы. Поверхности, прилегающие к торцу зуба, как правило изнашиваются значительно меньше.

Диски коксовых валковых грохотов из серого ваграночного чугуна с отбеленной поверхностью с твердостью более 300 НВ изготавливаются путем отливки в металлические формы, причем для получения отбеленного слоя стабильной толщины и повышения износостойкости в чугун добавляют Ti, V, Al, B и др. Отсутствие явных преимуществ дисков из чугуна с добавками в производственных условиях, дефицит легирующих элементов, а также данные [4,5] являются основанием для поисков путей

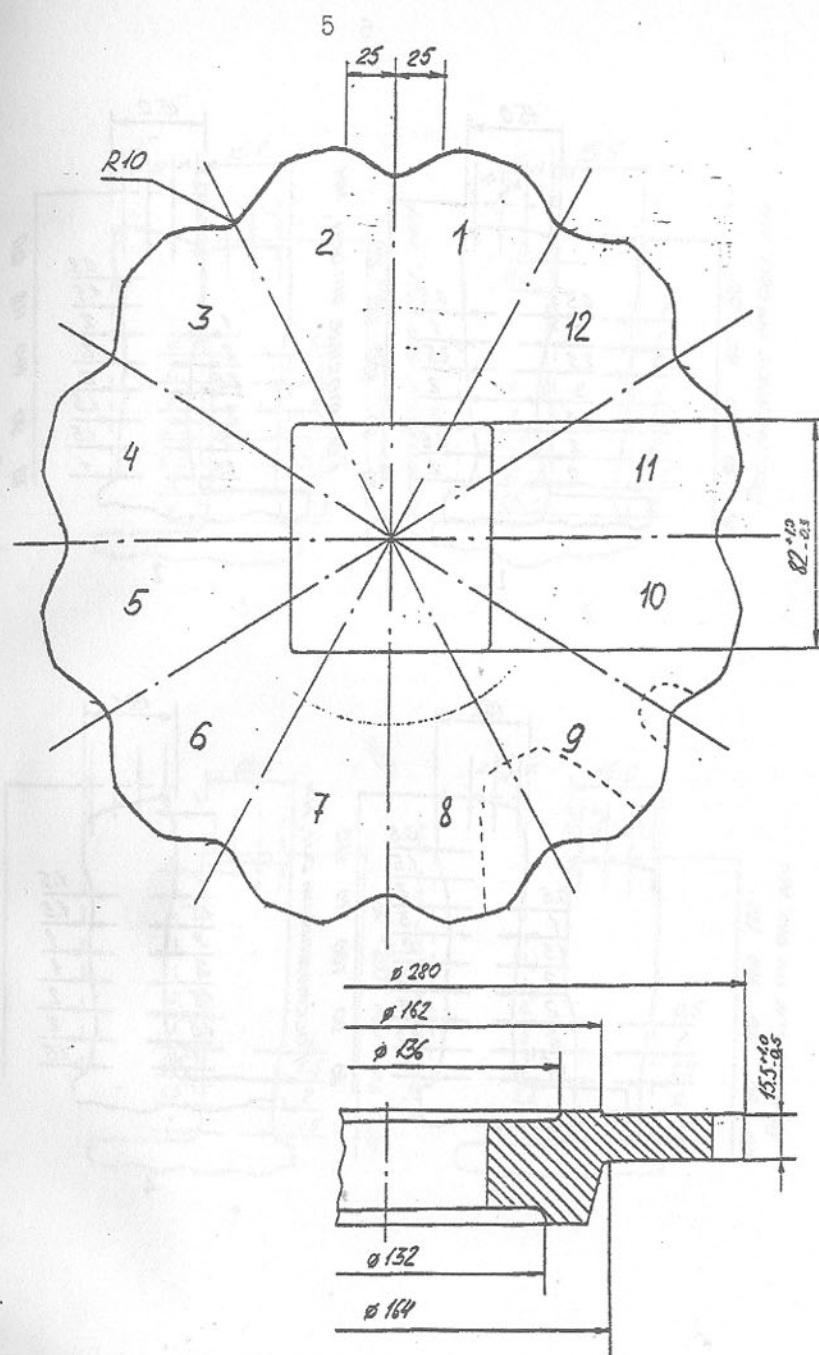


Рисунок 1—Общий вид чугунного диска коксового валкового грохота и его разбивка на секторы

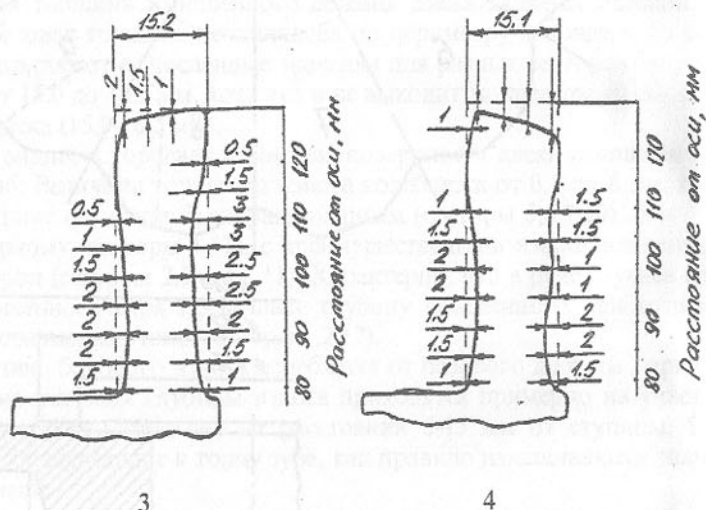
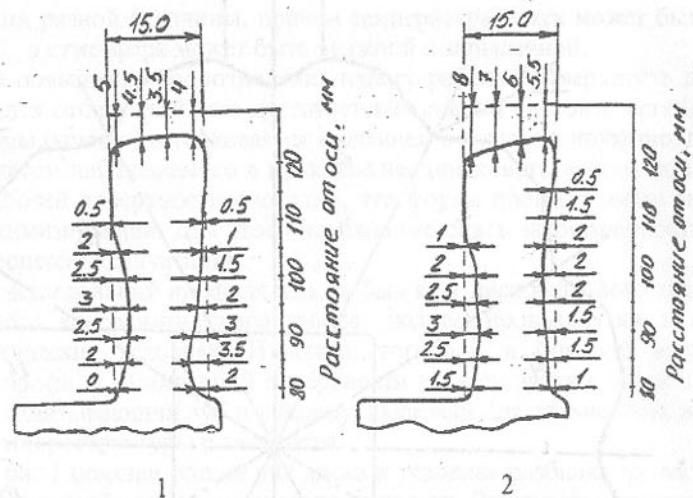
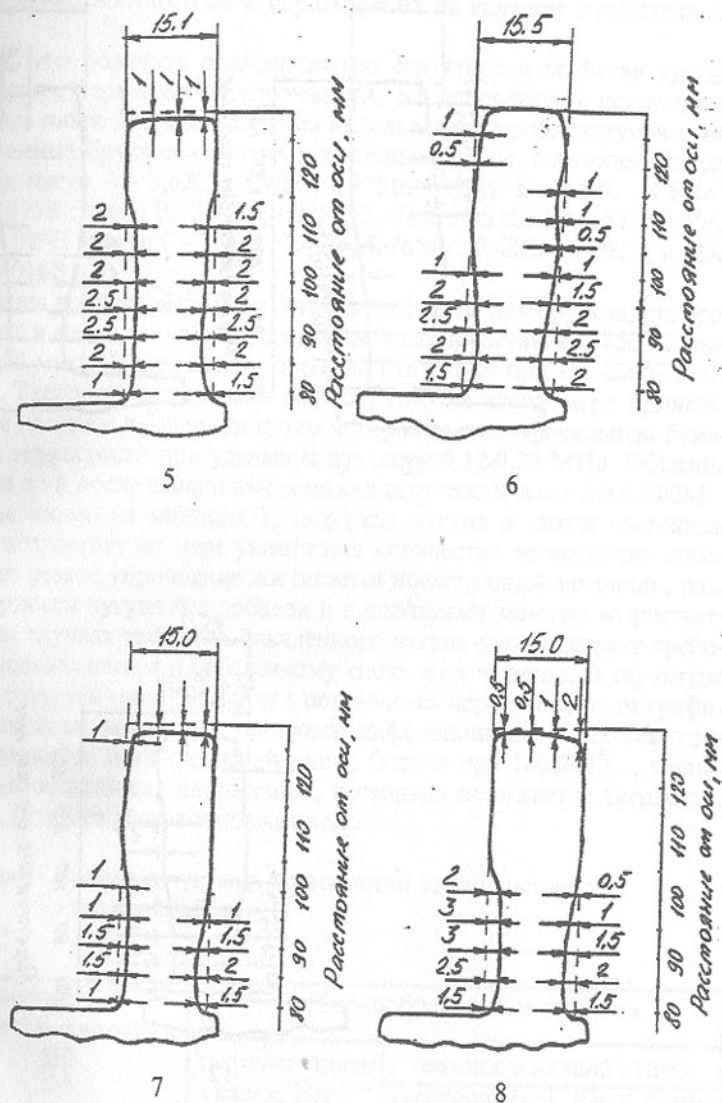
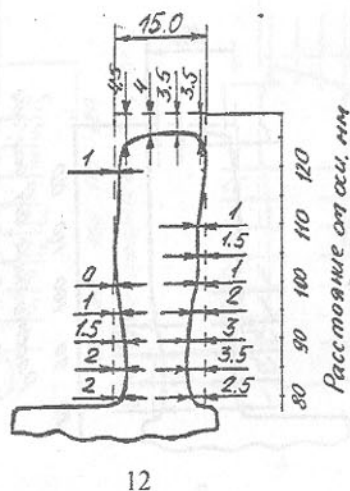
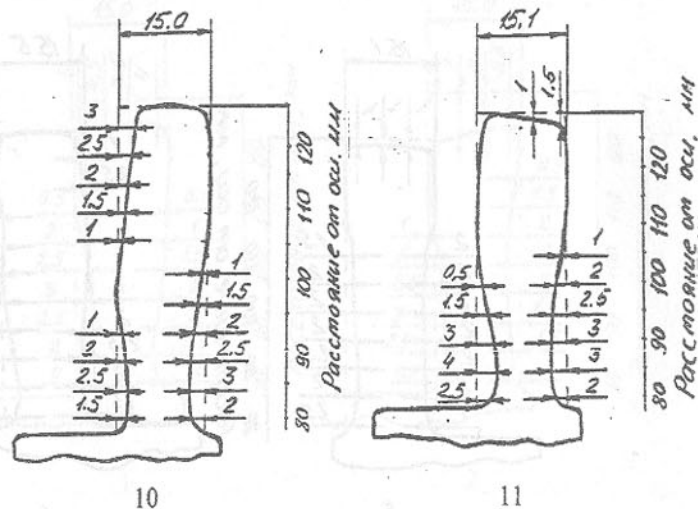


Рисунок 2—Профили изношенных поверхностей диска: 1...12- номера секторов по рис. 1



Продолжение рисунка 2



Продолжение рисунка 2

получения поверхностного слоя, соразмерного по качеству с отбеленным слоем.

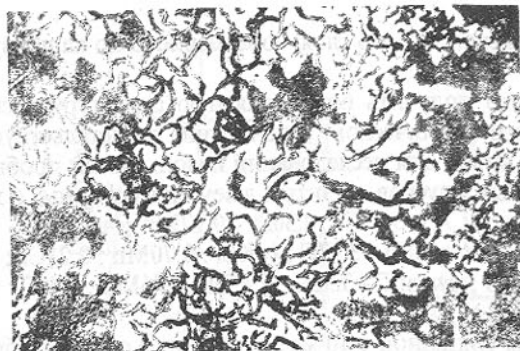
О том, что получить благоприятную структуру и свойства чугуна можно при его термическом упрочнении, свидетельствуют результаты, приведенные ниже. Для исследований использовали пробы чугунов в виде неотбеленных брусков, отлитых в земляные формы, с химическим составом (%): чугун А - 3,62С; 2,50Si; 0,97Mn; чугун Б - 3,68С; 1,64Si; 0,78Mn; 0,025В; чугун В - 3,97С; 1,90Si; 0,70Mn; 0,21Cr; 0,065Ti; 0,05Al; 0,125V; 0,029В; чугун Г - 3,90С; 2,45Si; 0,76Mn; 0,48Cr; 0,10Ti; 0,52Al; 0,163V; 0,016В

Образцы толщиной 5-10 мм, отрезанные от литых брусков, подвергали закалке в масле; температура аустенитизации составляла 850°C, длительность - 30 мин. После закалки образцы отпускали при 180-200°C в течение 1 ч. Твердость определяли многократно на твердомере Бринеля. Испытания на износ проводили путем истирания о шлифовальную бумагу средней зернистости при удельном давлении 0,12-0,20 МПа. Образцы взвешивали до и после изнашивания на аналитических весах ВЛА-200М.

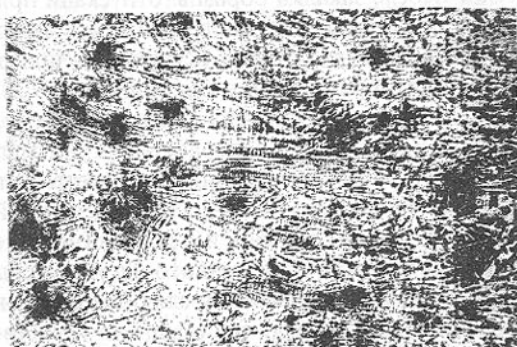
Как видно из таблицы 1, твердость чугуна в литом состоянии несколько возрастает по мере увеличения количества легирующих добавок. Однако резкое упрочнение достигается последующей закалкой; разница в твердости чугуна без добавок и с добавками заметно возрастает, хотя во всех случаях твердость закаленного чугуна удовлетворяет требованиям, предъявляемым к отбеленному слою этих чугунов. В структуре закаленного чугуна (рис. 3) наряду с оставшимся нерастворенным графитом присутствуют мартенсит, продукты диффузионного и промежуточного превращений, остаточный аустенит. Отпуск при 180-200°C, уменьшая уровень остаточных напряжений, несколько понижает и твердость, однако она остается достаточно высокой.

Таблица 1- Свойства чугуна в зависимости от химсостава и термообработки

Индекс чугуна	Твердость в литом состоянии, НВ	Термообработка и свойства		
		твердость после закалки, НВ	закалка и низкий отпуск	
			твердость, НВ	износ г/см ² м
А	165±14	401±17	375±15	0.0024
Б	175±9	429±12	401±8	0.0010
В	185±12	477±8	429±10	0.0013
Г	190±10	495±4	444±7	0.0011



а, х250



б, х250



в, х500

а) исходный серый б) отбеленный в) термически упрочненный

Рисунок 3—Микроструктура литого и термически упрочненного чугуна

Износостойкость упрочненного чугуна с бором (чугун Б) заметно выше, чем у упрочненного обычного серого чугуна (чугун А); у образцов с несколькими легирующими добавками (чугуны В, Г) преимуществ по износостойкости не выявлено.

ВЫВОДЫ

1. Ресурсосберегающие технологические процессы упрочнения чугуновых изделий в машиностроении базируются на совмещенном и раздельном деформационно-термическом воздействии с одновременной компенсацией степени и характера легирования чугунов.
2. Построение и анализ профилей износа чугуновых изделий, подверженных в эксплуатации химико-термо-механическому воздействию, являются основанием для оптимизации их конструкции и разработки локальной упрочняющей обработки поверхности.
3. При термическом упрочнении серого чугуна с бором достигается твердость превышающая твердость отбеленного слоя, и износостойкость, соразмерная с износостойкостью легированного чугуна.

Перечень ссылок

1. Баранов А.А., Алимов В.И., Штырно А.П. Совмещение горячей деформации и термической обработки легированного чугуна // Известия АН СССР. Металлы. - 1991. - № 2. - С. 76-80.
2. Алимов В.И., Максименко В.В., Оноприенко В.Г. Влияние горячей деформации прокаткой на структуру и свойства серого чугуна // Металловедение черных и цветных сплавов. Вып. 3. / Донец. гос. техн. ун-т. - Донецк, 1995. - С. 24-29. - Деп. в ГНТБ Украины № 488-7к96 от 8.02.96.
3. Алимов В.И. Термомеханическое упрочнение чугунов // Современные проблемы машиностроения и технический прогресс. Тезисы докладов междунар. научно-техн. конф. - Донецк: ДонГТУ, 1996. - С. 7.
4. Справочник по чугунному литью / Под ред. Н.Г. Гиршовича. - 3-е изд., - перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1978. - 758 с.
5. Чугун: справ. изд. / Под ред. А.Д. Шермана и А.А. Жукова. - М.: Металлургия, 1991. - 576 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН ДЛЯ ИНСТРУМЕНТА С ОРИЕНТИРОВАННЫМ ИХ РАСПОЛОЖЕНИЕМ

Байков А.В.

Силовые, теплофизические, стойкостные закономерности процесса шлифования, а также производительность обработки и состояние поверхностного слоя изделия в значительной степени определяются геометрией алмазных зерен. Поскольку реальные алмазные зерна представляют собой неравномерные многогранники различной формы и размеров, для аналитического описания процесса шлифования реальные зерна заменяют моделями - однородными телами правильной геометрической формы. Несмотря на многочисленные измерения и достоверные знания о параметрах реальных алмазных зерен [1 - 4], в настоящее время нет единого подхода к их моделированию. В качестве моделей предлагают шар [5], трехосный эллипсоид [6], эллипсоид вращения [7, 8], цилиндр, кубоктаэдр, дипирамиду [9]. Многообразие моделей определяется многообразием решаемых задач (силы, температура, шероховатость), удобством математического описания модели и требуемой степенью соответствия реальной геометрии зерна.

При моделировании алмазного зерна необходимо учитывать, что на процесс шлифования оказывает влияние не только геометрия зерен, но и их количество в рабочем слое инструмента. Условие подобия двухфазных структур (зерно-связка) требует выполнения двух условий: равенство объемов частиц в моделях и в реальном инструменте и равенство количества частиц. Исходя из этого модель должна соответствовать реальному алмазному зерну как по значению габаритных размеров, так и по объему. Таким образом, задача моделирования алмазных зерен складывается из определения габаритных размеров модели, близких к габаритам реального зерна, и формы модели, обеспечивающей равенство объемов модели и алмазного зерна.

Результаты измерения алмазных зерен в трех проекциях [2 - 4] показывают, что распределение размеров зерен подчиняется нормальному закону, а между длиной (l), шириной (b) и толщиной (h) существуют тесные корреляционные связи. На основании того, что превышение ширины над толщиной незначительно ($h/b=0,82...0,87$), и с целью удобства математического описания модели, целесообразно алмазное зерно моделировать телом вращения. В качестве наибольшего диаметрального размера тела вращения принимаем полу-сумму ширины и толщины зерна:

$$a = \frac{b+h}{2} \quad (1)$$

Данное допущение имеет логическое обоснование. Во-первых, при отсутствии знаний о форме поперечного сечения это, в первом приближении, обеспечивает соответствие площади поперечного сечения зерна и модели. Во-

вторых, с тем же приближением сохраняется толщина слоя связки между соседними частицами шлифовального инструмента при моделировании.

Результаты расчета по формуле (1) усредненного поперечного размера (a) алмазных зерен по данным [2, 3] представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Расчет усредненного поперечного размера алмазных зерен

Марка алмаза	Размеры зерна, мкм	Зернистость				
		80/63	100/80	125/100	160/125	200/160
AC 4	b	86,7	110,4	136,5	170,5	209,3
	h	71,7	92,1	116,0	147,2	181,3
	a	79,2	101,3	126,3	158,9	195,3
AC 6	b	87,3	108,2	139,8	170,1	210,8
	h	73,0	92,9	116,2	147,3	183,1
	a	80,2	100,6	128,0	158,7	197,0
AC 15	b	85,5	108,2	138,9	169,3	218,3
	h	68,7	90,2	114,0	142,5	178,7
	a	77,1	99,2	126,5	155,9	198,5

Анализ результатов расчета усредненного поперечного размера алмазного зерна показал, что его значения близки (погрешность менее 3 %) к размеру ячейки верхнего сита. Исходя из этого, в качестве наибольшего диаметрального размера модели алмазного зерна принимаем размер ячейки верхнего сита.

Для инструмента с ориентированным расположением алмазных зерен важную роль играет соотношение длины и поперечного размера зерна, так как оно определяет устойчивость закрепления зерна в связке. Согласно данным [1 - 4] отношение длины зерна к поперечному размеру лежит в пределах $l/a = 1,34...1,64$. Для моделирования алмазного зерна принимаем значение:

$$l = 1,5 \cdot a \quad (2)$$

Следующий этап моделирования заключается в поиске формы модели. По предварительным расчетам модель в форме эллипсоида вращения с полуосями $l/2$ и $a/2$ дает большую (40...60 %) погрешность объема. Поэтому, на основании анализа форм различных кривых, в качестве формы модели алмазного зерна предлагаем бипараболоид вращения, т.е. два одинаковых параболоида вращения, соединенные друг с другом основаниями.

Профиль модели описывается параболой вида:

$$y = p \cdot x^n, \quad (3)$$

где x - расстояние от вершины модели, мкм;

y - радиус модели;

p, n - постоянные величины.

Множитель "р" определим, зная габаритные размеры модели. В этом случае формула (3) будет иметь вид:

$$\frac{a}{2} = p \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^n,$$

откуда:

$$p = 2^{n-1} \cdot \frac{a}{l^n}, \quad (4)$$

где a - габаритный диаметральный размер модели, мкм; l - габаритная длина модели, мкм.

Показатель "n" определим из условия равенства объемов модели и абразивного зерна. Объем тела, ограниченного параболоидом вращения и плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, выражается формулой:

$$V = \pi \int_0^x y^2 \cdot dx, \quad (5)$$

Подставляя в (5) значения из (3) и (4) и производя интегрирование до значения $l/2$ получаем:

$$V = \pi \int_0^{l/2} (2^{n-1} \frac{a}{l^n} \cdot x^n)^2 \cdot dx.$$

После интегрирования имеем:

$$V = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{a^2 \cdot l}{n+0,5}.$$

Объем модели, как объем двух параболоидов вращения с учетом формулы (2):

$$V = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{a^2 \cdot l}{n+0,5} = \frac{1,5\pi}{8} \cdot \frac{a^3}{n+0,5}. \quad (6)$$

Приравняв объем бипарабоида к объему реального алмазного зерна получаем:

$$\frac{1,5\pi}{8} \cdot \frac{a^3}{n+0,5} = V_z. \quad (7)$$

Величину показателя "n" находим методом наименьших квадратов, рассматривая уравнение (7) в двойных логарифмических координатах. Значения объема зерен подставляем из [1]. В результате расчетов получили следующие значения показателя "n":

- для алмазов марки АС 4 $n = 0,65$
- для алмазов марки АС 6 $n = 0,55$
- для алмазов марки АС 15 $n = 0,52$

В таблице 2 приведены результаты расчета по формуле (6) объемов моделей алмазных зерен марок АС 4, АС 6 и АС 15 различной зернистости. Габариты моделей рассчитаны по размеру ячейки верхнего сита и формуле (2). Здесь же, для сравнения, приведены габаритные размеры и объем моделей, рассматриваемых в [7, 8].

Таблица 2 - Средние габаритные размеры и объем алмазных зерен и их моделей

Марка алмаза	Модель	Параметры	Источник	50/40	63/50	80/63	100/80	125/100	160/125	200/160
АС 4	Реальное зерно	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		l , мкм	[2]			116,3	148,2	183,0	220,2	261,8
		a , мкм				79,2	101,3	126,3	158,9	195,3
		l , мкм	[1]	79,0	99,5	126,4	158,0	197,5	252,8	316,0
		$V \cdot 10^3$, мкм ³	[1]	84	152	280	515	947	1740	3200
	Бипараболоид вращения $n = 0,65$	l , мкм		75,0	94,5	120,0	150,0	187,5	240,0	300,0
		a , мкм		50,0	63,0	80,0	100,0	125,0	160,0	200,0
		$V \cdot 10^3$, мкм ³		64	128	262	512	1000	2097	4025
		Δ , %		23	16	6	1	6	22	28
		l , мкм	[7]	68,0	84,8	107,3	135,0	168,8	213,8	270,0
АС 6	Реальное зерно	a , мкм		45,0	56,5	71,5	90,0	112,5	142,5	180,0
		$V \cdot 10^3$, мкм ³		72	142	287	572	1118	2272	4578
		Δ , %		14	7	3	11	18	31	43
		l , мкм	[8]	75,0	94,5	120,0	150,0	187,5	240,0	300,0
		a , мкм		41,3	52,0	66,0	82,5	103,1	132,0	165,0
	Бипараболоид вращения $n = 0,55$	$V \cdot 10^3$, мкм ³		67	134	274	534	1044	2188	4274
		Δ , %		19	12	2	4	10	26	34
		l , мкм	[3]			114,7	143,3	182,6	213,5	254,4
		a , мкм				80,2	100,6	128,0	158,7	197,0
		l , мкм	[1]	77,0	97,0	123,2	154,0	192,2	246,4	308,0
АС 15	Бипараболоид вращения $n = 0,52$	$V \cdot 10^3$, мкм ³	[1]	88	164	305	567	1050	1950	3630
		Δ , %		70	140	287	561	1095	2297	4486

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
АС 6	Эллипсоид вращения	$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$	[7]	72	142	287	572	1118	2272	4578
		$\Delta, \%$		19	14	6	2	7	17	26
		$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$		67	134	274	534	1044	2188	4274
		$\Delta, \%$		24	19	10	6	1	12	18
АС 15	Реальное зерно	$l, \text{мкм}$	[3]			116,8	148,3	184,3	226,3	295,1
		$a, \text{мкм}$				77,1	99,2	126,5	155,9	198,5
		$l, \text{мкм}$		77,0	97,0	123,2	154,0	192,5	246,4	308,0
		$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$		89	166	310	578	1080	2010	3750
	Бипараболоид вращения, $n = 0,52$	$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$	[1]	72	144	296	577	1127	2364	4617
		$\Delta, \%$		19	13	5	0,1	4	18	29
		n		0,324	0,387	0,470	0,520	0,573	0,700	0,756
		$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$		86	164	317	583	1064	2044	3623
	Эллипсоид вращения	$\Delta, \%$	[7]	4	2	2	1	1	2	3
		$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$		72	142	287	572	1118	2272	4578
		$\Delta, \%$		19	15	7	1	4	13	22
		$V \cdot 10^3, \text{мкм}^3$		67	134	274	534	1044	2188	4274
		$\Delta, \%$	[8]	25	20	12	8	3	9	14

Δ - относительная погрешность объема модели.

Приведенные данные показывают, что погрешность объемов зерен, рассчитанных по предлагаемой модели и по моделям в форме эллипсоида вращения, лежит в одинаковых пределах. Однако, габаритные размеры моделей [7, 8] отличаются от габаритов реальных зерен. У модели [7] обе оси эллипсоида на 10 % меньше габаритов зерна, а у модели [8] малая ось меньше поперечного размера зерна на 20 %.

Анализ изменения величины погрешности объема модели зерна в зависимости от размера шлифпорошка согласуется с замечанием [1], что с ростом зернистости объем зерна увеличивается медленнее, чем куб его размера. Это свидетельствует об изменении формы зерна с изменением зернистости. Моделируя алмазное зерно бипараболоидом вращения, корректировать форму модели можно изменяя показатель степени в формуле (3) в зависимости от размера зерна. Например, для алмаза марки АС 15, эта зависимость будет иметь вид:

$$n = 0,22 + 0,0029a, \quad (8)$$

где a - габаритный диаметральный размер модели.

Данные расчета объема зерна по формулам (2), (6) и (8) также приведены в таблице. Величина относительной погрешности свидетельствует о хорошей согласованности результатов.

Таким образом, для удобства математического описания целесообразно алмазное зерно моделировать телом вращения. Габаритные размеры модели определяются: наибольший поперечный размер модели соответствует размеру ячейки верхнего сита, продольный - в 1,5 раза большей поперечного, что хорошо согласуется с габаритами реальных зерен. Профиль форм модели - бипараболоид, что позволяет легко адаптировать модель (варьированием показателя степени) под изменение формы реального зерна с ростом зернистости.

Моделирование алмазных зерен бипараболоидом вращения с указанными габаритами позволяет описывать алмазный инструмент с ориентированным расположением зерен с высокой степенью приближения к реальному.

Перечень ссылок

1. Бакуль В.Н. Число зерен в одном карате - одна из важнейших характеристик алмазного порошка // Синтетические алмазы. - 1976. - Вып. 4. - С. 22-27.
2. Зайцев А.Г. Объемные измерения зерен алмазных и кубонитовых шлифовальных порошков // Сверхтвердые материалы. - 1982. - № 1. - С. 33-35.
3. Зайцев А.Г. Объемные измерения зерен алмазных шлифпорошков марок АСВ и АСК // Известия вузов. Машиностроение. - 1980. - № 4. - С. 146-148.
4. Ершов Т.В., Лукин Л.Н., Гончаров В.Д. Исследование корреляционных связей линейных и геометрических параметров зерен синтетических алмазов // Станки и режущие инструменты. - 1968. - Вып. 7. - С. 20-23.
5. Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов. - К.: Наукова думка, 1978. - 207 с.

6. Урюков Б.А., Никитин Ю.И., Уман С.М. Экспериментальное и расчетное определение некоторых характеристик порошков из синтетических алмазов //Сверхтвердые материалы. - 1983. - № 1. - С. 26-32.

7. Семко М.Ф., Узунян М.Ф., Сизый Ю.А., Пивоваров М.С. Работоспособность алмазных кругов. - К. : Техніка, 1983. - 95 с.

8. Резников А.Н. Теплофизика резания. - М. : Машиностроение, 1969. - 288 с.

9. Галков А.В. Функционально-структурная модель шлифовального круга //Сверхтвердые материалы. - 1984. - № 2. - С. 38-45.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬХОЗМАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА СЧЕТ КОМПЛЕКСНОГО МИКРОЛЕГИРОВАНИЯ ПРИМЕНЯЕМЫХ СРЕДНЕУГЛЕРОДИСТЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Быковских С.В.

Развитие сельскохозяйственного машиностроения в настоящее время невозможно без освоения выпуска новых машин, работа которых основывается на прогрессивных технологиях обработки почвы. Проблема повышения долговечности рабочих органов сельхозмашин заставила отечественное и зарубежное машиностроение накопить довольно обширный опыт применения различных материалов для сельскохозяйственного производства. В качестве основного материала для изготовления рабочих органов сельхозмашин применяется сталь 65Г. Из аналогичной стали изготавливаются культиваторные лапы в Канаде (С-0,77%, Мн-0,86%, Si-0,8%). В большинстве европейских стран применяют кремнистые и кремниймарганцовистые стали с содержанием С-0,2-0,5%, Мн до 1,5%, Si до 1,5%.

Данные о влиянии содержания химических элементов на показатели свойств и зависимости эксплуатационных характеристик рабочих органов сельскохозяйственных машин от механических свойств неоднозначны и противоречивы. С целью выбора оптимального состава материала для рабочих органов проанализировано влияние основных легирующих элементов на свойства полосового проката конструкционных сталей, поставляемых по ГОСТ 19281-89, 4543-79, 1050-74, 14959-79, в широких пределах изменения концентраций элементов: С=0,08-0,75%, Мн=0,4-2,0%, Si=0,12-2,0%, S- до 0,05%, P- до 0,05%. Результаты статистической обработки и проведенной оптимизации, приведенные в таблице 1 и на рисунке 1 на примере ГОСТ 4543-79 и 14959-79, показывают, что изменение содержания элементов в исследуемых интервалах концентраций и в запредельных содержаниях не приводит к существенному повышению механических свойств и стали не могут обеспечить высокой надежности в работе рабочих органов. Вместе с тем ужесточение требований к граничным условиям по свойствам приводит к такому снижению интервалов по содержанию легирующих элементов, которые технологически недопустимы.

При разработке фрезерных культиваторов возникла проблема выбора материала для изготовления активных рабочих органов - ножей, которые приводятся во вращение от передачи трактора. Ножи подвергаются значительному ударному и абразивному воздействию, особенно при работе на каменистых почвах.

Традиционно применяемая для изготовления рабочих органов почвообрабатывающих машин сталь 65Г не отвечает предъявляемым требованиям по механическим свойствам и прежде всего по износостойкости. С целью повышения износостойкости производили поверхностное упрочне-

ние режущей кромки наплавкой псевдосплавом, близким по износостойкости к сормайту-1, и наваркой твердосплавным электродом ЭН-60М.

Таблица 1 - Результаты оптимизации выборки промышленных плавов *

N	C	Mn	Si	S	P	σ_B , Н/мм ²	σ_T , Н/мм ²	δ ,%	ψ ,%	НВ
ГОСТ 14959-79 (сталь 65Г)										
1	0,6-0,8	0,8-1,4	0,15-0,6	0,010-0,035	0,010-0,035	1000	800	>6	>14	<300
2	0,62-0,70	0,9-1,2	0,17-0,37	0,010-0,035	0,010-0,035	1083-1438	1044-1169	6,1-18,3	14,9-52,8	244-299
3	0,6-0,8	0,9-1,4	0,15-0,60	0,010-0,035	0,010-0,035	1000	800	>6	>30	<285
4	0,63-0,66	0,9-1,2	0,17-0,37	0,010-0,035	0,010-0,035	1128-1261	1059-1106	6,1-18,3	33,6-47,9	260-285
ГОСТ 4543-79										
1	0,40-0,60	0,60-1,80	0,17-0,60	0,010-0,040	0,010-0,040	>600	>400	>15	>40	-
2	0,47-0,54	0,70-1,00	0,17-0,37	0,020-0,040	0,020-0,040	661-974	425-541	19,1-23,8	44,7-51,5	-
3	0,40-0,60	0,70-1,80	0,15-0,60	0,015-0,040	0,015-0,040	>700	>450	>15	>40	-
4	0,50-0,58	0,70-1,00	0,17-0,37	0,015-0,035	0,015-0,035	725-1086	459-627	17,3-21,7	45,4-52,4	-

* в таблице приведены минимальные и максимальные значения содержания элементов;

** 1 - исходные данные для расчета;

2 - результаты оптимизации промышленной выборки плавов;

3 - исходные данные для расчета при повышенных требованиях к механическим свойствам;

4 - результаты оптимизации при исходных условиях 3.

При этом применение при производстве индукционного метода наплавки требует высокой чистоты наплавляемой поверхности, соблюдения

технологических параметров в очень узких пределах во избежание перегрева стальной основы, выгорания элементов и отслаивания наплавленного слоя. Перед наваркой твердосплавным электродом требуется предварительный разогрев основы до 300-400° С. Все это создает дополнительные технологические трудности для производства.

Для большинства рыхлительных рабочих органов работоспособность сохраняется при износе 30 мм и более, следовательно, применение поверхностного упрочнения не обеспечивает существенного прироста износостойкости, так как глубина упрочнения оказывается значительно меньше предельной величины износа. При этом увеличивается опасность хрупкого разрушения детали или ее рабочей кромки от наплавленного слоя под воздействием ударных нагрузок, что подтвердилось при полевых испытаниях на каменистых почвах, где отмечалось значительное количество поломок ножей культиваторов, изготовленных из стали 65Г.

Исследование структуры ножей после испытаний показали следующее. В изломе зоны сплавления обнаружены зоны скола и квазискола, свидетельствующие о хрупком разрушении предварительно напряженного металла. От наплавки расходятся линии "ручьевого" излома, истоками которых являются микротрещины наплавки, переходящие в зону сплавления и далее в основной металл детали. Степень раскрытия трещин неодинакова, однако при приложении нагрузок, особенно ударных, развитие их приводит к разрушению.

Одновременно с поверхностно упрочненными ножами из стали 65Г было предложено использовать разработанную Донецким государственным техническим университетом микролегированную титаном и бором марганцовистую сталь без поверхностного упрочнения взамен стали 65Г. Влияние титана как микролегирующей добавки связано с большим сродством к азоту, измельчением зерна, снижением склонности к образованию камневидного излома и к деформационному старению. Дисперсные включения, выделяющиеся в твердой стали, являются барьерами, тормозящими рост зерна, и способствующими упрочнению. Влияние бора на свойства сталей совместно с добавками титана существенно и обусловлено малыми размерами атомов, а также его сильным нитридообразующим действием. Горофильность бора способствует снижению "дефектности" границ и повышению устойчивости переохлажденного аустенита, повышает прокаливаемость стали. Бор также способствует диспергированию структуры мартенсита путем воздействия на перераспределение углерода и, следовательно, на измельчение структуры отпуска.

С целью изучения влияния микролегирования на механические характеристики стали были проведены в лабораторных условиях опытные плавки с вводом различных соотношений микродобавок титана и бора.

При математической обработке реализована матрица планирования эксперимента, учитывающая изменение содержания элементов в следующих

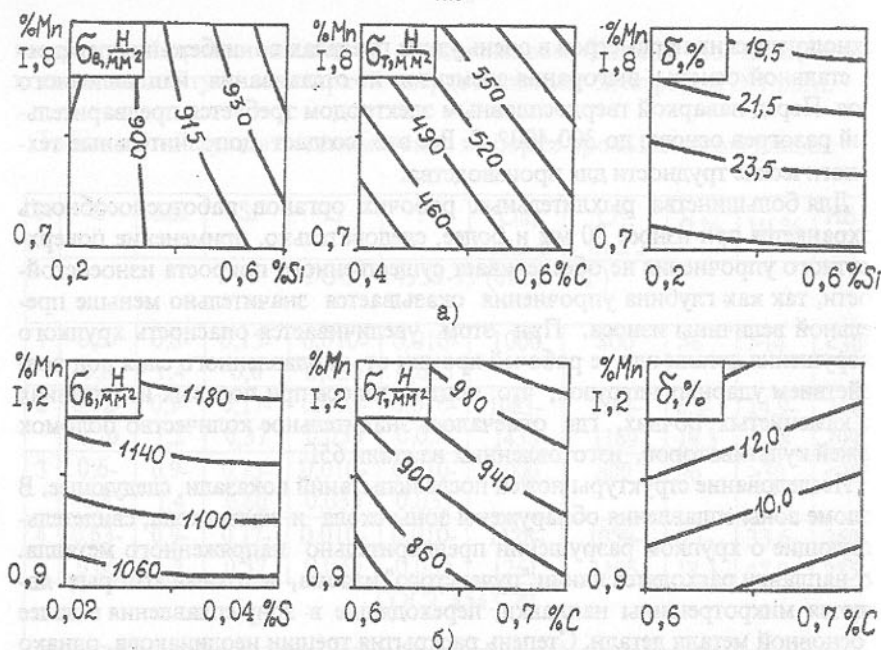


Рисунок 1 - Влияние легирующих элементов на изменение механических свойств выборки промышленных плавок:

а - по ГОСТ 4543-79 (закалка и отпуск при 600°С);
б - по ГОСТ 14959-79 (закалка и отпуск при 470°С).

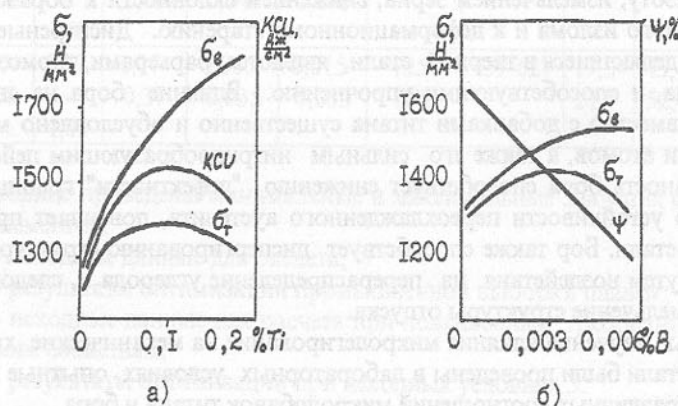


Рисунок 2 - Расчетные зависимости механических свойств:

а - от содержания титана,
б - от содержания бора.

пределах: Ti=0,002-0,16%, B=0,0005-0,0051%, C=0,5-0,7%. Температура отпуска изменялась на 5 уровней.

Установлено, что с изменением содержания титана в пределах 0,05-0,11% и бора в пределах 0,0017-0,0045% в сталях происходит существенное измельчение структуры после закалки и отпуска при 350-425°С, что соответствует получению оптимального комплекса свойств сталей после такой термообработки (Рис. 2). Это объясняется воздействием нескольких факторов.

Титан способствует измельчению зеренной структуры и образованию карбонитридных включений, размеры и распределение которых в значительной степени обуславливает комплекс механических свойств. При содержании титана в стали 0,01% наибольший процент составляют мелкие до 1 мкм включения, наличие которых приводит к увеличению ударной вязкости и не изменяет прочностных свойств. С увеличением концентрации титана в интервале 0,06-0,11% возрастает количество включений размерами 1-10 мкм, способствующих получению оптимальной совокупности прочностных, вязких свойств и износостойкости. При увеличении титана до 0,16% увеличивается доля площади, занимаемая крупными (>20 мкм) карбонитридами, границы раздела которых с матрицей являются очагами зарождения трещин при разрушении. Таким образом, фактором воздействия на карбонитридную фазу, а также связанную с количеством титана концентрацию углерода $\gamma_{\text{да}}$ в матрице, которая снижается при высоком проценте титана, объясняется экстремальность зависимости показателей механических свойств от содержания титана. Сопротивление износу опытных сталей также коррелирует с морфологией карбонитридной фазы, так как при реализуемых условиях изнашивания превалирует полидеформационный механизм, в котором мелкие и средние карбонитриды оказывают "барьерное" воздействие так же, как зеренные и межфазные границы дисперсной структуры.

Предварительно проведенные стендовые испытания показали следующие результаты. Разрушение ножей с поверхностным упрочнением произошло при нагрузке 1100-1300 кг. Образцы объемно закаленных ножей из микролегированных сталей разрушить не удалось из-за разрывов болтов, который происходил при усилиях порядка 3300 кг, превышающих расчетные усилия нагружения ножей при эксплуатации.

Полевые испытания рабочих органов культиваторов, изготовленных из микролегированной стали, показывают, что применение стали разработанного состава позволило повысить надежность лап чизельных культиваторов на 80%, рыхлительных лап с уменьшенной на 20% толщиной на 25% в сравнении с серийными. Получение высокого комплекса свойств у микролегированной стали позволило внедрить в производство ножи фрезерных машин, сняв при этом операцию наплавки и повысив надежность в 2,8 раза (ГФ-2,8) и в 6 раз (КВС-3).

Таким образом, эксплуатационные испытания рабочих органов сельскохозяйственных машин различного назначения, изготовленные из сталей разработанных составов, показали повышенную надежность и целесообразность замены применяемых марок сталей на предлагаемые экономнолегированные.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННОГО ПОДШИПНИКА С КАНАВКОЙ В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ

Горкуша А.Е.

Экспериментальные исследования показали, что в подшипниках гидродинамического трения минимальная толщина смазочного слоя находится в пределах 1...20 мкм, а в тяжело нагруженных опорах близка к меньшему пределу [1].

Относительный эксцентриситет $\chi = e/\delta$ (e - абсолютный эксцентриситет, δ - радиальный зазор) в таких подшипниках приближается к единице, а утечками в торцы, из-за их малости можно пренебречь.

Течение смазки в зазоре при отсутствии торцевых утечек описывается уравнением [2]

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = \frac{6\mu}{r} \frac{v}{d\varphi}, \quad (1)$$

где p - давление; φ - текущий угол отсчитываемый от линии центров, r - радиус шипа, v - окружная скорость шипа, h - зазор между шипом и вкладышем, μ - вязкость смазки.

Введя безразмерные переменные:

$$\bar{h} = \frac{h}{\delta} = 1 + \chi \cos \varphi, \quad \bar{p} = \frac{p \delta^2}{\mu v r},$$

где χ - относительный эксцентриситет; $\delta = R - r$ - радиальный зазор, R и r - соответственно радиус вкладыша и цапфы.

После преобразования уравнение (1) сводится к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} = 6 \frac{d\bar{h}}{d\varphi}. \quad (2)$$

На рис.1 приведен подшипник с канавкой в рабочей зоне, которая делит его на два участка. При нулевой ширине канавки решение уравнения (2) ищется раздельно для двух участков [3]: первый участок $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, второй участок $\varphi_3 < \varphi < \varphi_2$.

Граничные условия для уравнения (2) на первом участке

$$\bar{p}|_{\varphi_1} = 0, \quad \bar{p}|_{\varphi_2} = 0 \quad (3)$$

Углы φ_1 и φ_2 в граничных условиях (3) характеризуют начало первой несущей зоны и задаются конструктивно. Для полного подшипника $\varphi_1 = 0$; для подшипника, в котором масло подается в месте разъема подшип-

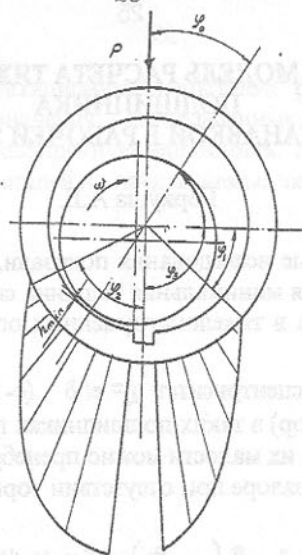


Рисунок 1 - Схема расчёта подшипника с канавкой

ника $\varphi_1 = \pi/2 - \varphi_0$, где φ_0 - угол между линией центров и направлением нагрузки.

Положение канавки в рабочей зоне задаётся углом φ_3 .

Интегрируя уравнение (2), получаем для первого участка

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6}{h^2} + \frac{C_1}{h^3} \quad (4)$$

$$\bar{p} = 6 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^2} + C_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^3} + C_2 \quad (5)$$

Постоянную C_2 находим из условия $\bar{p}/\varphi_1=0$, то $C_2=0$, тогда постоянная C_1 по уравнению (5) равна:

$$C_1 = \frac{-6 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^2}}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^3}}$$

Граничные условия для второго участка:

$$\bar{p}|_{\varphi_3} = 0, \quad \bar{p}|_{\varphi_2} = 0 \quad (6)$$

Угол φ_2 заранее неизвестен. Он определяется из условия, что

$$\left. \frac{dp}{d\varphi} \right|_{\varphi_2} = 0 \quad (7)$$

Для решения уравнения (2) с граничными условиями (6) и (7) на втором участке воспользуемся следующим приёмом.

Зададим угол φ_s , заведомо больший φ_2 , и будем решать уравнение (2) с условиями (6).

Решение этого уравнения будет иметь вид

$$\bar{p} = 6 \int_{\varphi_3}^{\varphi} \frac{d\varphi}{h^2} + C_1 \int_{\varphi_3}^{\varphi} \frac{d\varphi}{h^3} + C_2'' \quad (8)$$

Константа $C_2'' = 0$, так как $\bar{p}|_{\varphi_3} = 0$

$$C_1'' = \frac{-6 \int_{\varphi_3}^{\varphi_s} \frac{d\varphi}{h^2}}{\int_{\varphi_3}^{\varphi_s} \frac{d\varphi}{h^3}}$$

Распределение давления, описываемое формулой (2) имеет вид, приведенный на рис. 2, (кривая 1).

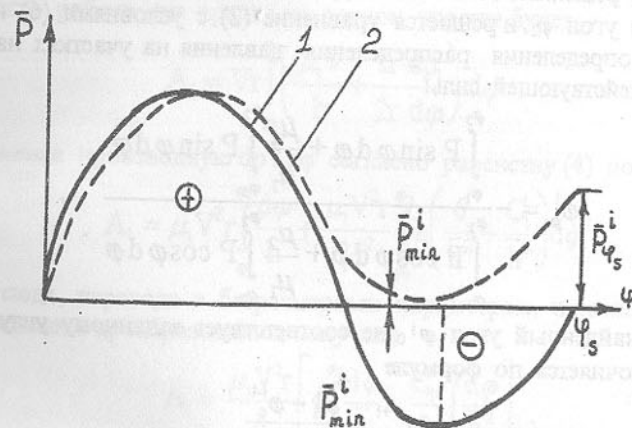


Рисунок 2. График к определению несущей области смазочного слоя и формирования решения $\bar{p}(\varphi)$

На графике имеется область, где давление отрицательное и решение не удовлетворяет граничным условиям (6) и (7). Скорректируем это

решение следующим образом. В качестве давления на границе φ_5 будем задавать величину

$$\bar{P}_{\varphi_5}^{i+1} = \bar{P}_{\varphi_5}^i - \bar{P}_{\min}^i,$$

где $\bar{P}_{\min}^i$ - минимальное значение давления, определяемое в точке, в которой

$$\frac{d\bar{P}}{d\varphi} \text{ и } \frac{d^2\bar{P}}{d\varphi^2} > 0.$$

Индекс i обозначает номер приближения. Постоянная интегрирования для i -го приближения определится по формуле

$$C^{i''} = \frac{P_{\varphi_5}^i - P_{\min}^i - \int_{\varphi_3}^{\varphi_5} \frac{d\varphi}{h^2}}{\int_{\varphi_3}^{\varphi_5} \frac{d\varphi}{h^3}}.$$

Методом последовательных приближений (с заданной точностью $|\bar{P}_{\min}^i| \leq \varepsilon$) процесс повторяется до тех пор, пока $(P_{\min})$, не будет отличаться от нуля. Кривая распределения давления, соответствующая полученному решению, отмечена цифрой 2 на рис. 2. Таким образом, определяется угол φ_2 и решается уравнение (2) с условиями (6) и (7).

После определения распределения давления на участках находится угол равнодействующей силы

$$\varphi_0^i = - \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_3} P \sin \varphi d\varphi + \frac{\mu_2}{\mu_1} \int_{\varphi_3}^{\varphi_2} P \sin \varphi d\varphi}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P \cos \varphi d\varphi + \frac{\mu_2}{\mu_1} \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} P \cos \varphi d\varphi}. \quad (9)$$

Если найденный угол φ_0^i не соответствует заданному углу φ_0 , то угол φ_0^i уточняется по формуле

$$\varphi_0^{i+1} = \frac{\varphi_0^i + \varphi_0^{i-1}}{2}$$

и проводится повторный расчёт давления. Так повторяется до тех пор, пока не будет выполнено условие

$$|\varphi_0^{i+1} - \varphi_0^i| < \varepsilon,$$

где ε - заданная точность.

После расчетов по уравнениям (8) и (9) проводится тепловой расчёт подшипника, для чего используется уравнение теплового баланса

$$A = C \gamma Q (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где A - работа сил трения; C, γ - соответственно теплоёмкость и плотность смазки; Q - расход смазки через подшипник; $t_{\text{вх}}$ и $t_{\text{вых}}$ - температура смазки на входе и выходе.

Тепловой расчёт проводится на каждом участке отдельно, так как температура смазки на входе для этих участков различная.

Работа сил трения определяется по формуле

$$A = M \omega = M \frac{V}{r},$$

где M - момент сил трения,

$$M = r^2 \int \omega d\varphi.$$

Касательные напряжения на шипе определяется по выражению

$$\tau = -\mu \frac{V}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\varphi}.$$

Тогда работа сил трения на первом участке будет

$$A_1 = V r \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \left(\frac{\mu V}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp_1}{d\varphi} \right) d\varphi.$$

Заменяя производную $dp/d\varphi$ согласно равенству (4) получаем

$$A_1 = \mu_1 V^2 r \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + \frac{\mu_1 V^2 r}{2\delta^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} h \left(\frac{6}{h^2} + \frac{C_1}{h^3} \right) d\varphi.$$

Отсюда, переходя к безразмерным параметрам, и после окончательного преобразования, получаем

$$A_1 = \frac{\mu_1 V^2 r}{\delta} \left[4 \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + \frac{C_1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h^2} \right]. \quad (10)$$

Аналогичное выражение получится для работы сил трения на втором участке

$$A_2 = \frac{\mu_2 V^2 r}{\delta} \left[4 \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + \frac{C_1}{2} \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h^2} \right].$$

Расход смазки через подшипник определяется выражением

$$Q = \frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu r} \frac{dp}{d\varphi} \quad (11)$$

Для первого участка по формуле (11) с учетом (2)

$$Q_1 = \frac{V\delta}{2} \bar{h}_{\varphi_1} - \frac{V\delta}{12} \bar{h}_{\varphi_1}^3 \left(\frac{6}{\bar{h}_{\varphi_1}^2} + \frac{C_1'}{\bar{h}_{\varphi_1}^3} \right)$$

Заменяя производную $dp/d\varphi$ в формуле (11) согласно (4) находим

$$Q_1 = -\frac{V\delta C_1'}{12}$$

Расход Q_2 для 2-го участка определим по формуле

$$Q_2 = \frac{Vh\varphi_2}{2}, \text{ при условии } \left. \frac{dp}{d\varphi} \right|_{\varphi_2} = 0$$

В безразмерных переменных получим

$$Q_2 = \frac{V\delta}{2} \bar{h}_{\varphi_2}$$

Средняя температура несущего слоя определяется соотношением

$$t_m = \frac{t_{\text{вых}} + t_{\text{вх}}}{2} \quad (12)$$

Из уравнения теплового баланса находим

$$t_{mj} = t_{\text{вх}j} + \frac{A_j}{2C\gamma Q_j}$$

где j - номер участка (1 или 2).

Зависимость вязкости от температуры определяется по формуле:

$$\mu t \approx \mu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^m$$

где μ - вязкость при температуре $t^\circ\text{C}$; μ - то же, при $t = 50^\circ$; m - опытный показатель степени, (для лёгких масел $m = 1,8 - 2,0$ при коэффициенте кинематической вязкости $\nu < 20 \text{ сСт}$; $m = 2,5 - 3,0$ для средних и тяжёлых масел при $\nu_{50} > 30 - 150 \text{ сСт}$).

Тепловой расчёт проводится в следующем порядке. В начале, задавшись средней температурой работы подшипника, находят вязкость масла. Затем рассчитывают давление и на основании уравнения теплового баланса - новое значение температуры. Проверяют условие $T_i - T_{\text{ср}} < \varepsilon$. Если условие не будет соблюдаться, то расчеты продолжаются пока не

выполнится условие $T_i - T_{i-1} < \varepsilon$.

Грузоподъёмность подшипника определяем по формуле:

$$R = -r \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P \cos(\varphi + \varphi_0) d\varphi - r \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} P \cos(\varphi + \varphi_0) d\varphi \quad (13)$$

Для сравнения теоретических и экспериментальных исследований по определению полей давлений в подшипнике при наличии канавки были проведены соответствующие исследования на стенде, разработанным в ДОНТУ. Объектом исследования были круглоцилиндрические втулки диаметром 100 мм и длиной $L = 65 \text{ мм}$. Втулки заливались баббитом Б - 83 и обрабатывались до шероховатости $Ra = 0,63 \text{ мкм}$, а поверхность вала до $Ra = 0,32 \text{ мкм}$. На внутренней поверхности втулки была прорезана сквозная канавка шириной $b = 6 \text{ мм}$, глубиной $t = 3 \text{ мм}$, имеющая в поперечном сечении прямоугольную форму. Осциллограммы распределения давлений и толщины смазочного слоя в подшипнике при наличии канавки в рабочей зоне приведены на рис.3. Кривые распределения давлений с канавкой в рабочей зоне полученные по расчетным формулам (кривая 1) и экспериментальные (кривая 2) показаны на рис. 4. Из рисунка следует, что кривые (1) и (2) качественно и количественно идентичны. Несколько большие протяжённости рабочих зон гидродинамических давлений полученные экспериментально, объясняются конструкцией датчика давления, диаметр которого на поверхности вала был равен 6 мм. Различные угловые положения канавки способствуют перераспределению гидродинамических давлений и изменяют отношение $P_{\text{max}}/P_{\text{ср}}$, где P_{max} - максимальное давление, $P_{\text{ср}}$ - среднее давление. Экспериментальное подтверждение результатов теоретических расчётов позволяет рекомендовать полученную модель при расчёте тяжело нагруженных подшипников с канавкой в рабочей зоне.

Алгоритм расчёта давлений и температуры, а так же грузоподъёмности подшипника с канавкой в рабочей зоне, согласно формулам (8), (9), (12), (13), приведён на рис.5.

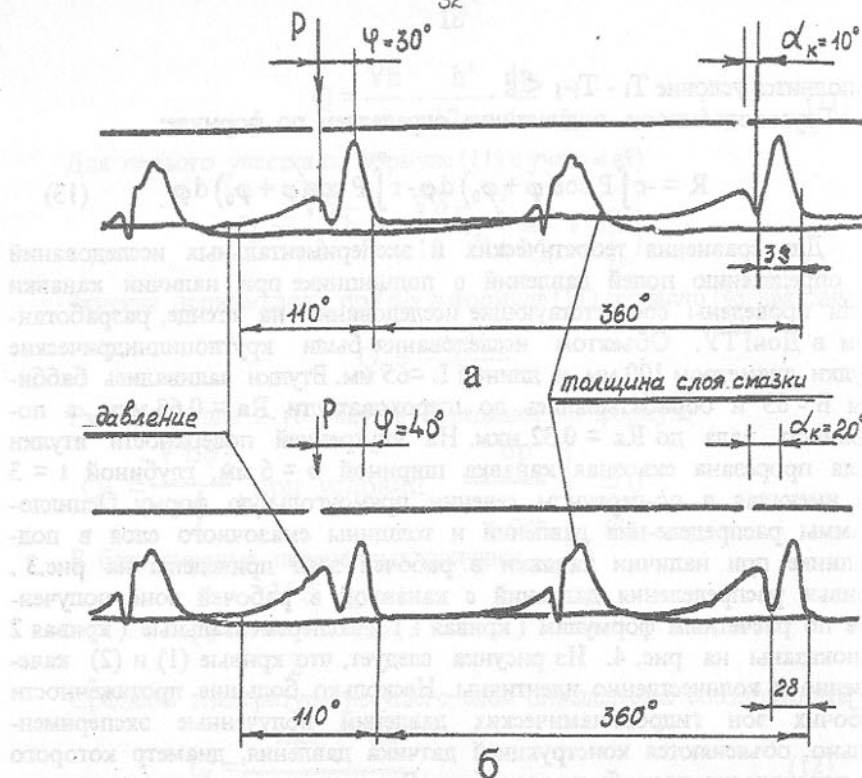


Рисунок 3-Осциллограммы распределения гидродинамического давлений и толщины смазочного слоя в подшипнике $D=100$ мм, $L=65$ мм, $\psi=0,0025$, $V=5$ м/с, $P_{cp}=5$ МПа с канавкой в рабочей зоне шириной $b=6$ мм при $\alpha_k=10^\circ$ (а) и $\alpha_k=20^\circ$ (б).

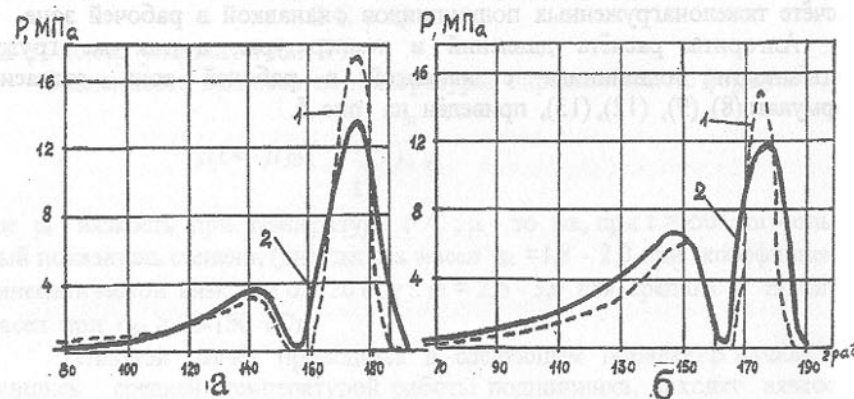


Рисунок 4-Распределение гидродинамических давлений в подшипнике при наличии канавки $\alpha_k=10^\circ$ (а) и $\alpha_k=20^\circ$ (б):
1-расчетные кривые, 2-экспериментальные кривые

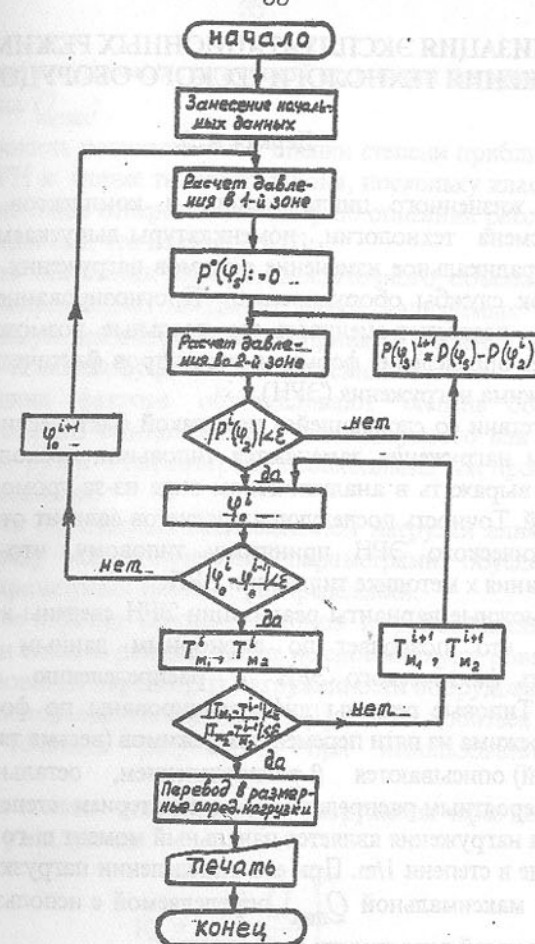


Рисунок 5 - Алгоритм расчета подшипника с канавкой в рабочей зоне

Перечень ссылок

1. Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. - К.: Техника, 1974.-97с.
2. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник Е.И.Квитницкий, Н.Ф.Киркач, Д.Ю.Полтавский. - М.: Машиностроение, 1979.-70с.
3. Снеговский Ф.П., Горкуша А.Е. Влияние смазочных канавок на распределение гидродинамических давлений в подшипниках скольжения. В кн.: Детали машин. К.: Техника, 1974, №19, С.48-51.

ТИПИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Деркач А.В.

За время жизненного цикла машин и комплексов возможна не-однократная смена технологии, номенклатуры выпускаемых изделий и, как следствие, радикальное изменение режимов нагружения. В этом случае изменяется срок службы оборудования. Прогнозирование параметров нагруженности позволяет оценивать его реальные возможности, но оно невозможно без определения формы и параметров фактического эксплуатационного режима нагружения (ЭРН).

В соответствии со сложившейся практикой фактические эксплуатационные режимы нагружения заменяются типовыми, поскольку первые не всегда удобно выражать в аналитическом виде из-за громоздкости итоговых выражений. Точность последующих расчетов зависит от степени адекватности фактического ЭРН принятому типовому, что обуславливает особые требования к методике типизации ЭРН.

В [1] возможные варианты реализации ЭРН сведены к шести типовым режимам, что позволяет по априорным данным постулировать принадлежность фактического ЭРН к распределению с известными параметрами. Типовые режимы дифференцированы по форме и степени тяжести. Три режима из пяти переменных режимов (весьма тяжелый, легкий и особо легкий) описываются β -распределением, остальные нормальным и равномерным распределениями. Критерием степени тяжести типового режима нагружения является начальный момент m -го порядка в безразмерном виде в степени $1/m$. При его определении нагрузки всех уровней приводятся к максимальной $Q_{\max}$ определяемой с использованием предварительно заданной вероятности ее появления.

Ужесточение требований к металлоемкости продукции при одновременном повышении удельных параметров нагруженности выявило факторы, снижающие эффективность использования методики. В частности, эффективность проектируемой техники и ее технологические возможности определяются уровнем $Q_{\max}$ и Q_3 , обуславливающих статическую прочность деталей и сопротивление усталости. Ниже приведены факторы, препятствующие повышению точности прогнозирования указанных параметров.

На точность прогнозирования максимальной нагрузки с использованием методики [1] влияют:

- соотношение степени тяжести режима и его формы, тогда как отношение $Q_3/Q_{\max}$ показывает степень близости сравниваемых нагрузок для данного распределения, а не для рассматриваемой машины, поскольку до-

пускаемая по условию статической прочности нагрузка $[Q]$ не всегда может быть равна $Q_{\max}$;

- невозможность количественной оценки степени приближения формы фактического ЭРН к форме типового закона, поскольку классические критерии однозначно лишь отвергают гипотезу об описании рассматриваемого ЭРН типовым режимом, что показано в [2];

- сложность получения выборок достаточного объема, содержащих статистическую информацию о больших, редко реализуемых значениях нагрузок, необходимую для обоснованного принятия решения о соответствии фактического ЭРН типовому режиму нагружения.

Два последних фактора обуславливают степень обоснованности значения квантильного коэффициента t , используемого для определения максимальной нагрузки и параметров, необходимых для прогнозирования показателей надежности.

На точность определения эквивалентной нагрузки влияет отсутствие явной связи между технологическими параметрами, обуславливающими форму ЭРН, и параметрами типовых распределений.

Ограничение перечня типовых законов и грубая шкала градации по признаку степени тяжести режима так же не способствуют повышению точности прогнозирования параметров нагруженности оборудования. Не меняя общего подхода, заложенного в [1], можно добиться существенно-го повышения точности результатов при использовании следующих предложений:

- определять степень тяжести режима нагружения через допускаемую нагрузку $[Q]$ для узла, детали:

$$K_m = \left(\frac{Q_3}{[Q]} \right)^m$$

Такой подход реализован для подъемно-транспортного оборудования [3];

- снять зависимость между формой типового режима и его степенью тяжести, поскольку при предлагаемом подходе к оценке степени тяжести режима нагружения машины указанные признаки становятся независимыми, а $[Q]$ и $Q_{\max}$ могут не совпадать;

- расширить перечень типовых режимов нагружения, учитывая при этом влияние технологических параметров на форму итогового ЭРН. Так, в число типовых режимов целесообразно включить распределение

$$p(Q) = \frac{\alpha}{2\sigma\lambda\Gamma(1/\alpha)} \exp\left(-\left|\frac{Q-Q_{cp}}{\sigma\lambda}\right|^\alpha\right), \quad (1)$$

где:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\Gamma(1/\alpha)}{\Gamma(3/\alpha)}};$$

Q - текущее значение нагрузки;

Q_{cp} - математическое ожидание нагрузки для фактического ЭРН;

σ - среднее квадратическое отклонение нагрузки для фактического ЭРН.

С помощью (1) описывается ЭРН, образуемый путем суммирования j ЭРН низшего уровня, подчиняющихся нормальному распределению с $\sigma_j = \text{const}$ и линейно изменяющимися Q_j средними значениями нагрузки.

Соотношения между Q_j и σ_j характеризуют особенности технологического нагружения и непосредственно влияют на значение квантильного коэффициента t [4]. Использование (1) позволяет обоснованно назначать уровень Q_{max} , поскольку t изменяется весьма существенно: от 1.7 до 3.0. Принятие гипотезы о нормальном распределении нагрузки в итоговом ЭРН может вносить значительную погрешность в значение максимальной нагрузки, т.к. в этом случае $t=3$.

Бета-распределение (2) весьма универсально и описывает широкий диапазон ЭРН различной степени тяжести

$$P(Q) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\beta)} Q^{\alpha-1} (1-Q)^{\beta-1}. \quad (2)$$

Сложность определения параметров β -распределения снижает эффективность его использования (поскольку Q_{cp} и σ входят в (2) в неявном виде). Установленные зависимости (3) позволяют перейти от дискретных типовых режимов к их непрерывному ряду с любой степенью приближения к фактическому ЭРН:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{Q_{cp}}{\sigma^2} (Q_{cp}(1-Q_{cp}) - \sigma^2) \\ \beta &= \frac{1-Q_{cp}}{\sigma^2} (Q_{cp}(1-Q_{cp}) - \sigma^2) \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Квантильный коэффициент t при вероятности появления нагрузки $p=0.9986$ с погрешностью не более 3%:

$$t = 4.24 - 2.10 Q_{cp} + 1.25 v - 7.62 \sigma,$$

где V - коэффициент вариации нагрузки Q .

Эквивалентная нагрузка для β -распределения определяется через начальный момент степени m [5], что позволяет перейти от дискретной формы представления типовых режимов нагружения к непрерывной:

$$Q_{\Sigma} = m \frac{\Gamma(\alpha + m)\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\alpha + \beta + m)}.$$

Перечень типовых законов основывается на топографической классификации распределений [2], поскольку она позволяет проследить близость и преобладание свойств законов, описанных, с использованием внешне различных распределений. Например, частные случаи распределения (1): распределение Лапласа при $\alpha = 1$, нормальное распределение при $\alpha = 2$, распределения, близкие к трапецеидальным при $\alpha > 8$, и равновероятному при $\alpha > 15$.

Разработанные предложения позволяют повысить степень обоснованности назначения типовых режимов нагружения на основе учета технологических $[Q, Q_{\text{max}}]$ и конструктивных параметров оборудования $[Q]$.

Перечень ссылок

1. Решетов Д.Н., Чатынян Р.М., Фадеев В.З., Типовые переменные режимы нагружения деталей машин // Вестник маш.-ния, 1980, N 2, С.7-10.
2. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. - 2-е изд. перераб. и доп. - Л.: Энергоатомиздат, 1991. - 304 с. ил.
3. Справочник по кранам. Т.1. Под общей редакцией М.М. Гохберга. - М.: Машиностроение, 1988. - 536 с.
4. Горелик В.С., Деркач А.В. Прогнозирование формы и параметров эксплуатационных режимов нагружения машин и механизмов циклического действия / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. науч. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1996. Вып.3. С.14-18.
5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Определения, теоремы, формулы. - 2-е изд., - М.: Наука. 1970. - 720 с.

МАЛООТХОДНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Евстратов В.А., Михайлов А.Н., Крахт В.Б.,
Матвиенко А.В., Сопилкин А.Г.

Развитие современного машиностроения неразрывно связано с освоением новых малоотходных и малооперационных технологий изготовления деталей, а также повышением требований к их надежности. К таким технологиям могут быть отнесены технологии изготовления резьбовых деталей методом холодного выдавливания, которые обеспечивают малые отклонения взаимного расположения поверхностей детали.

Наиболее распространенными параметрами отклонений взаимного расположения поверхностей резьбовых деталей являются следующие: отклонения поверхностей от перпендикулярности оси резьбы по отношению к торцу, биение цилиндрической или конической поверхности относительно оси резьбы, отклонение от соосности резьбы с другой поверхностью.

Одним из путей устранения указанных недостатков является разработка способов одновременного формообразования резьбы и внешнего контура детали методом холодного выдавливания, который обеспечивает сокращение расхода металла, высокую производительность, повышение точности и долговечности обрабатываемых деталей.

На рис.1, а представлена схема одного из таких способов - радиальный обжим заготовки. По схеме радиального обжима обеспечивается предварительное сжатие заготовки 2 упором 1, радиальное ее обжатие ползушками 3 и формообразование резьбы на внутренней поверхности детали по резьбовой оправке 4.

По схеме редуцирования в жесткой матрице /рис.1 б/ обеспечивается предварительное осевое сжатие заготовки 2 упором 1, радиальное обжатие заготовки по резьбовой оправке 4 жесткой матрицей 3, которая перемещается параллельно оси неподвижной резьбовой оправки.

Предлагаемые способы обеспечивают получение тонкостенных деталей с внутренней резьбой из алюминия, меди и латуни.

Технология изготовления включает следующие этапы: 1) отрезка заготовки из прутка (в виде цилиндрической пирамиды); 2) смазка заготовки; 3) холодное выдавливание заготовки (в виде стаканчика); 4) пробивка отверстия в доннышке; 5) смазка заготовки; 6) пластическое деформирование заготовки на резьбовой оправке; 7) извлечение резьбовой оправки с деталью; 8) свинчивание детали с резьбовой оправки.

Пластическое формообразование резьбы по предложенным схемам позволяет получать детали с резьбой на внутренней поверхности среднего и грубого классов точности /5Н, 6Н, 7Н/. Допуски на диаметр отверстия под резьбу могут находиться в пределах 5 класса точности, а разностенность может достигать 0.35 мм на 30 мм диаметра. Промышленные испытания по-

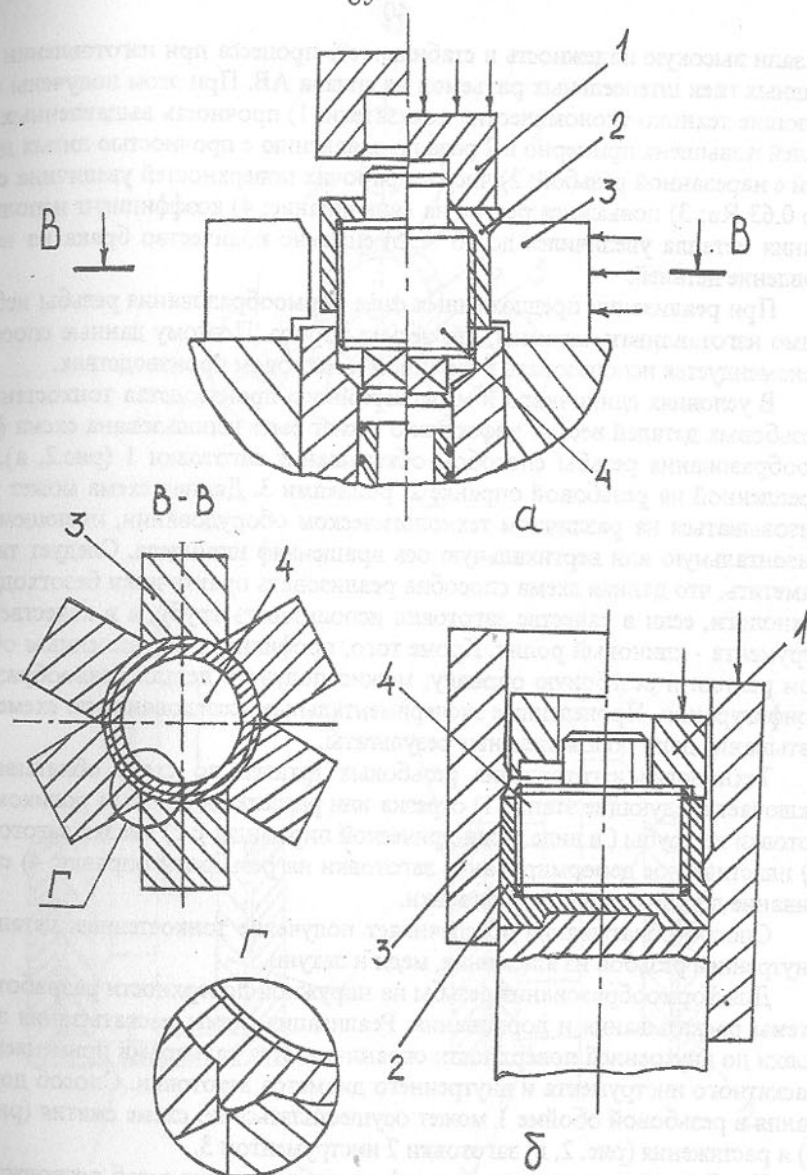


Рисунок 1-Схема выдавливания резьбы радиальным обжимом (а) и редуцированием (б)

казали высокую надежность и стабильность процесса при изготовлении на-
кидных гаек штепсельных разъемов из сплава АВ. При этом получены сле-
дующие технико-экономические показатели: 1) прочность выдавленных де-
талей повышена примерно в 2 раза по сравнению с прочностью литых дета-
лей с нарезанной резьбой; 2) чистота рабочих поверхностей увеличена с 2.5
до 0.63 Ra; 3) повысился ресурс на свинчивание; 4) коэффициент использо-
вания металла увеличился до 90 %; 5) снижено количество брака на изго-
товление деталей.

При реализации предложенных схем формообразования резьбы необхо-
димо изготавливать штампы, что весьма дорого. Поэтому данные способы
рекомендуется использовать в серийном и массовом производствах.

В условиях единичного и мелкосерийного производства тонкостенных
резьбовых деталей весьма эффективно может быть использована схема фор-
мообразования резьбы способом обкатывания заготовки 1 (рис. 2, а), за-
крепленной на резьбовой оправке 2, роликами 3. Данная схема может реа-
лизироваться на различном технологическом оборудовании, имеющем го-
ризонтальную или вертикальную ось вращения шпинделя. Следует также
отметить, что данная схема способна реализовать практически безотходную
технологию, если в качестве заготовки использовать трубу, а в качестве ин-
струмента - клиновидный ролик. Кроме того, профилируя определенным обра-
зом ролики и резьбовую оправку, можно получать детали разнообразной
конфигурации. Проведенные экспериментальные исследования по схеме об-
катывания дали положительные результаты.

Технология изготовления резьбовых деталей по схеме обкатывания
включает следующие этапы: 1) отрезка или разделка клиновидным роликом за-
готовки из трубы (в виде цилиндрической пирамиды); 2) смазка заготовки;
3) пластическое деформирование заготовки на резьбовой оправке; 4) свин-
чивание детали с резьбовой оправки.

Способ обкатывания обеспечивает получение тонкостенных деталей с
внутренней резьбой из алюминия, меди и латуни.

Для формообразования резьбы на наружной поверхности разработаны
схемы раскатывания и дорнования. Реализация схемы раскатывания заго-
товки по внутренней поверхности ограничивается размерами применяемого
раскатного инструмента и внутреннего диаметра заготовки. Способ дорно-
вания в резьбовой обойме 1 может осуществляться по схеме сжатия (рис. 2,
б) и растяжения (рис. 2, в) заготовки 2 инструментом 3.

Комбинация приведенных схем формообразования резьб позволяет из-
готавливать ступенчатые детали с наружными и внутренними резьбовыми
поверхностями за один установ заготовки, а комбинация схемы обкатыва-
ния и накатывания резьбы роликами с радиальной подачей (или плашками)
одновременно формообразовать внутреннюю и наружную резьбовую
поверхности в одной плоскости сечения этих поверхностей.

Классификация способов выдавливания резьб приведена на рисунке 3.

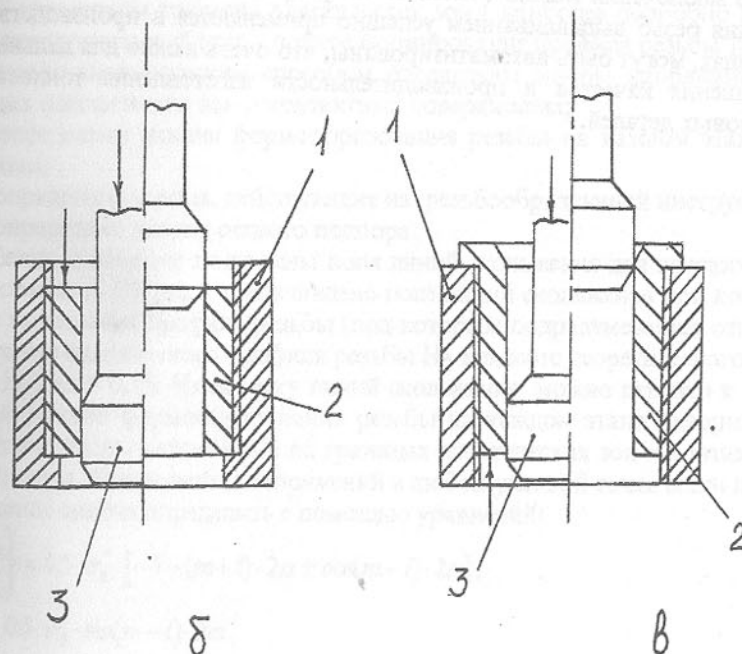
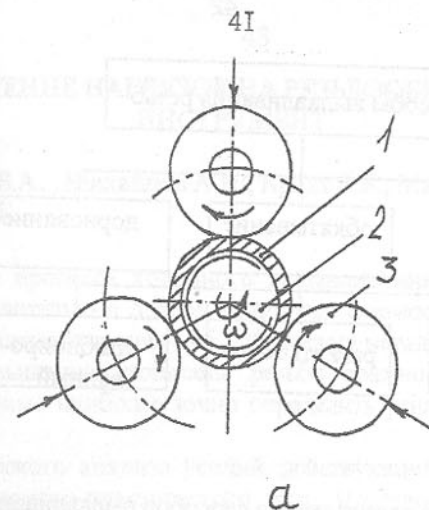


Рисунок 2-Схемы выдавливания резьбы обкатыванием (а), дор-
нованием по схеме сжатия (б), дорнованием по схеме растяжения (в)

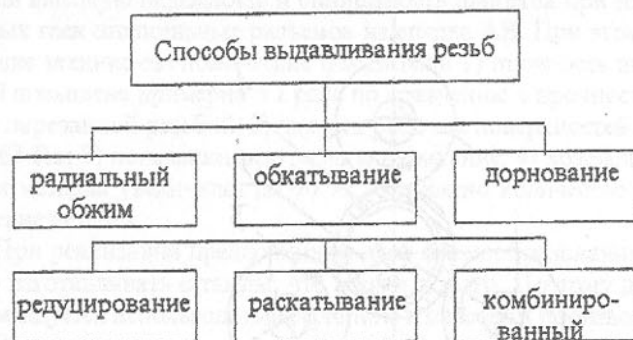


Рисунок 3. Классификация способов выдавливания резьб

В заключении можно отметить, что разработанные схемы формообразования резьб выдавливанием успешно применяются в производственных условиях, могут быть автоматизированы, что очень важно для дальнейшего повышения качества и производительности изготовления тонкостенных резьбовых деталей.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА РЕЗЬБООБРАЗУЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

Евстратов В.А., Михайлов А.Н., Крахт В.Б., Матвиенко А.В., Сопилкин А.Г.

Исследования процесса холодного выдавливания резьбовых деталей показали, что значительные потери мощности формообразования идет на преодоление контактного трения (46.5 %) между металлом и инструментом. Поэтому для повышения стойкости резьбообразующего инструмента / оправки / необходимо наиболее точно определить усилия, действующие на него.

Для теоретического анализа усилий, действующих на инструмент, используем модель жестко-пластического тела. Исследования выполнены в следующем объеме:

- графически построены поле линий скольжения для поэтапной деформации, определены границы пластических зон (наиболее подробно исследован заключительный этап - полное формирование профиля резьбы);
- графо-аналитическим способом определены эпюры напряжений на границах пластических зон и контактных поверхностях;
- определены усилия формообразования резьбы на каждом этапе деформации;
- определены усилия, действующие на резьбообразующий инструмент;
- определены усилия осевого подпора.

Методом секущих построены поля линий скольжения для каждого этапа деформации. На рис.1 представлено поле линий скольжения при коэффициенте заполнения профиля резьбы (под которым подразумевается отношение высоты фактического профиля резьбы H_f к высоте теоретического профиля - H_T) $K_z = 0.75$. Имея сетку линий скольжения, можно перейти к определению усилий формообразования резьбы на каждом этапе деформации. Определим эпюры напряжений на границах пластических зон и контактных поверхностях. Компоненты напряжений в любой узловой точке сетки линий скольжения можно определить с помощью уравнений:

$$\left. \begin{matrix} \sigma_z \\ \sigma_x \end{matrix} \right\} = 0.5 \cdot \sigma_s^* \cdot [-1 - (m+1) \cdot 2\alpha \pm \cos(m-1) \cdot 2\alpha],$$

$$\tau_{xz} = 0.5 \cdot \sigma_s^* \cdot \sin(m-1) \cdot 2\alpha,$$

где $\sigma_z, \sigma_x, \tau_{xz}$ - компоненты напряжений;

1 - индекс линии скольжения семейства $\eta = \text{const}$;

m - индекс линии скольжения семейства $\xi = \text{const}$, проходящей через эту же точку;

α - угол между двумя смежными отрезками прямых, проходящие через точку A (в рад.);

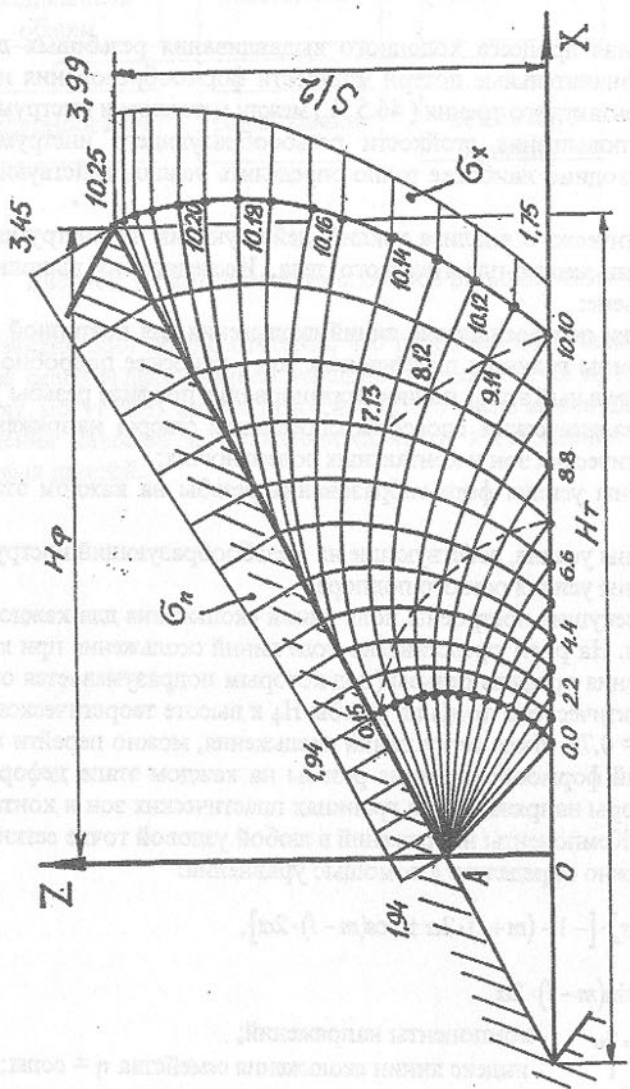


Рисунок 1 - Поле линий скольжения при $K_3 = 0.75$

σ_s - истинное напряжение текучести материала заготовки, МПа.

Таким образом, зная индекс линий скольжения, определяем компоненты напряжений на границах пластической зоны и контактной поверхности инструмента для $K_3 = 0.75$ представлены в таблицах 1, 2.

Для определения усилия формообразования зуба заданного профиля, рассмотрим равновесие элемента ABB_1A_1E , представленного на схеме формообразования резьбы /рис. 2/. Поверхность AEA_1 это поверхность, описанная граничной линией скольжения, отделяющая очаг деформации от жесткой зоны. На этой поверхности компоненты напряжения σ_x известны /табл. 1/.

На поверхности AB действует рабочий инструмент. Эпюра напряжений $\sigma_x / \sigma_s = D_x$ зависит от свойств деформируемой заготовки, толщины заготовки /зона/ и некоторых других факторов. Для решения технологических задач /определения усилия деформации, конструирования штампа/ нет необходимости уточнять зависимость σ_x от x на контактной поверхности AEA_1 , достаточно заменить нагрузку статически эквивалентной нагрузкой P_x , постоянной по длине контакта BB_1 .

Из условия равновесия элемента ABB_1A_1 имеем

$$P_x = 2 / S \int_0^{S/2} \sigma_x \cdot dz, \quad (1)$$

где S - шаг резьбы.

Относительное удельное усилие $p_1 = P_x / \sigma_s$, действующее на контактной поверхности BB_1 определим из выражения (1) по формуле:

$$p_1 = P_x / \sigma_s = 2 / S \cdot \sigma_s \cdot \int_0^{S/2} dz,$$

где σ_s - напряжение текучести.

В выражении (1) функция σ_x задана таблично, поэтому интегрирование заменяем суммированием и относительное удельное усилие определим по формуле:

$$p_1 = P_x / \sigma_s = 2 / S \sum_{i=1}^n (\sigma_{x,i} + \sigma_{x,i+1}) (z_{i+1} - z_i), \quad (2)$$

где z_i - координата узловой точки сетки линий скольжения на границе пластической области,

$\sigma_{x,i}$ - напряжение в той же узловой точке.

Относительное удельное усилие $p_2 = P_{\text{рез}} / \sigma_s$, действующее на резьбовую оправку определим по формуле:

$$p_2 = P_{\text{рез}} / \sigma_s = \frac{2}{S \cdot \sigma_s} \int_0^{S/2} \sigma_n \cdot dx,$$

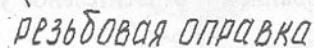


Рисунок 2 - Схема формообразования витка резьбы

Таблица 1 - Величины компонент на границе линий скольжения, отделяющей очаг деформации от жесткой зоны / $K_3 = 0.75$ /

Индекс узловой точки, l, m	Компоненты напряжений	
	$\sigma_x/2k$	$\sigma_z/2k$
10.10	1.75	2.75
10.11	1.84	2.83
10.12	1.90	2.84
10.13	2.07	2.96
10.14	2.22	2.98
10.15	2.36	3.01
10.16	2.52	3.02
10.17	2.68	3.03
10.18	2.86	3.03
10.19	3.04	3.04
10.20	3.22	3.04
10.21	3.38	3.04
10.22	3.58	3.05
10.23	3.70	3.09
10.24	3.86	3.09
10.25	3.99	3.18

Таблица 2 - Величины компонент нормальных напряжений, действующих на инструмент $(K_0=0,75)$

Индекс узловой точки	Компоненты напряжений
1, m	$\sigma_n / 2k$
0.15	1.94
1.16	2.08
2.17	2.25
3.18	2.36
4.19	2.54
5.20	2.68
6.21	2.84
7.22	3.02
8.23	3.15
9.24	3.28
10.25	3.45

где $P_{\text{ан}}$ - удельное усилие, действующее на резьбовую оправку,

σ_n - нормальное напряжение, действующее на инструмент.

Функция σ_n задана таблично, поэтому интегрирование заменяем суммированием и относительное удельное усилие, действующее на резьбовую оправку, определим по формуле:

$$P_1 = P_{\text{нм}}/\sigma_z = 2/S \sum_{i=1}^l (\sigma_{\text{нi}} + \sigma_{\text{нi+1}}) (x_{i+1} - x_i), \quad (3)$$

где x_i - координата узловой точки сетки линий скольжения на границе металла с инструментом (вдоль образующей резьбы).

Напряжение, действующее на резьбовую оправку определим по формуле:

$$\sigma_{\text{р.о}} = [P_{\text{нм}} F_k / F_0] \cos \varphi / 2 \alpha_6, \quad (4)$$

где F_k - поверхность контакта металла с резьбовой оправкой,

F_0 - площадь поперечного сечения резьбовой оправки,

α_6 - теоретический коэффициент напряжений.

Для получения резьбы с теоретическим профилем (при $K_3 = 0.725-0.775$), что соответствует допускам на резьбы, величина r_1 составляет 2.35-2.88, поэтому область ABV_1A_1E может быть только в том случае жесткой, когда по границам AB и A_1V_1 будет действовать сжимающее напряжение. В первом приближении можно считать, что $\sigma_z = \text{const} = P_z$. Величину P_z , при которой область ABV_1A_1E не будет пластически деформироваться, можно определить из условия пластичности, которая в частном случае приводится к неравенству:

$$|P_x| - \sigma_s^* < |P_z| < |P_x| + \sigma_s^*.$$

Имея P_z , можно определить усилие осевого подпора по формуле:

$$P_0 = F_3 P_z, \quad (5)$$

где F_3 - площадь поперечного сечения кольцевой заготовки.

Таким образом, полученные выражения (2), (3), (4) и (5) позволяют рассчитать усилия формообразования резьбы на внутренних поверхностях тонкостенных цилиндрических деталей, усилия, действующие на резьбообразующий инструмент, упор и другие элементы штампа и тем самым решать задачи по проектированию технологической оснастки для изготовления резьбовых деталей методом холодного выдавливания.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛОВОГО РЕЖИМА ВЫДАВЛИВАНИЯ РЕЗЬБЫ

Евстратов В.А., Михайлов А.Н., Крахт В.Б., Матвиенко А.В.,
Сопилкин А.Г.

Малоотходные технологии изготовления резьбовых деталей методом холодного выдавливания являются весьма перспективными и поэтому требуются более глубокие исследования по силовому режиму формообразования резьбы.

Для теоретического анализа силового режима выдавливания резьбы введем понятие "коэффициент заполнения профиля резьбы" K_3 . Под коэффициентом заполнения профиля резьбы K_3 условимся подразумевать отношение высоты фактического профиля резьбы H_f к высоте теоретического профиля H .

Для метрических резьб по ГОСТ 16093-81 с учетом профиля $\varphi = 60^\circ$

$$K_3 = H_f / H = 2H_f / \sqrt{3} S, \quad (1)$$

где S - шаг резьбы.

На рис.1 изображена схема формообразования витка резьбы, позволяющая раскрыть кинематические зависимости между параметрами выдавливаемой резьбы, параметрами заготовки и резьбообразующего инструмента (оправки) и относительной величиной перемещения инструмента. Приняты следующие обозначения: D_3 - наружный диаметр исходной заготовки; D_d - наружный диаметр, полученной детали; h_3 - толщина стенки заготовки; h_d - толщина стенки, полученной детали; D - наружный диаметр резьбы (оправки); D_n - теоретический внутренний диаметр резьбы (оправки); $D_1 = D_3 + H/4$ - внутренний диаметр резьбы; S - шаг резьбы; L - ход инструмента; v_0 - скорость перемещения инструмента; v_x - составляющая скорости течения металла вдоль координатной оси X ; v_z - осевая составляющая скорости течения металла; x и z - текущие координаты. Относительную величину перемещения L инструмента как функцию коэффициента заполнения K_3 определяем из геометрических соотношений (см. рис.1) профиля резьбы следующим выражением:

$$L/S = 0.433 (2K_3 - K_3^2). \quad (2)$$

Решая уравнение (2) относительно (1), получим выражение

$$K_3 = 1 - \sqrt{1 - 2.3 L/S}. \quad (3)$$

Зависимость $L/S = f(K_3)$ позволяет для различных шагов резьбы определить необходимую величину перемещения инструмента, обеспечивающее требуемое заполнение профиля резьбы.

Выражения (2) и (3) дают возможность (для резьб с шагом от 0.5-5.0) определить максимальный ход инструмента, обеспечивающий формообразование резьбы, отвечающей требованиям ГОСТа 16093-81.

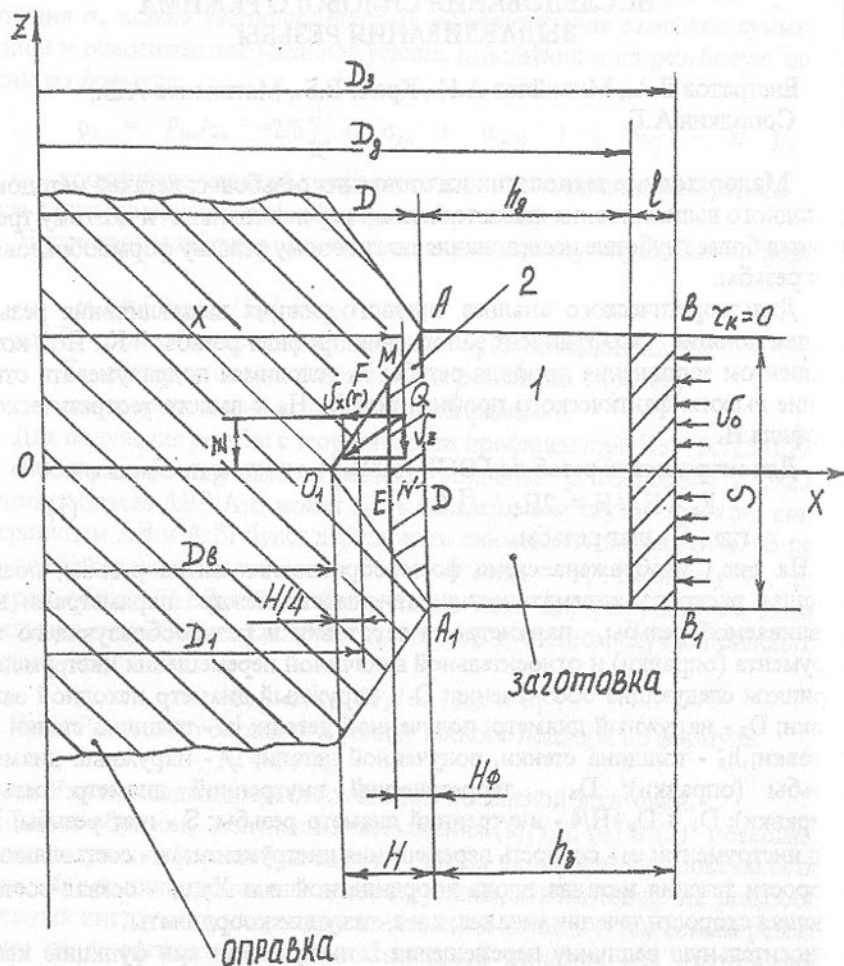


Рисунок 1—Схема формообразования витка резьбы.

Имея величину максимального перемещения инструмента, определим диаметр исходной заготовки:

$$D_3 = D + 2(h_d + L).$$

Для тонкостенных деталей типа накидных гаек толщина стенки определяется соотношением:

$$h_d = (0.09-1.65) S.$$

При $K_3 = 0.75$, соответствующий профилю метрической резьбы с углом профиля $\varphi = 60^\circ$, диаметр исходной заготовки:

$$D_3 = D + 2(h_d + 0.45 S).$$

Получив кинематические зависимости между коэффициентом заполнения K_3 и относительной величиной перемещения формообразующего инструмента, можно перейти к теоретическому исследованию силового режима холодного выдавливания резьбы. Для теоретического анализа оценки влияния параметров резьбы, толщины стенки и трения на контактных поверхностях резьбообразующего инструмента на относительное удельное усилие воспользуемся энергетическим методом.

Приняты следующие допущения: материал заготовки считаем однородным и неупрочняющимся; закруглениями в углах вершин и впадин резьбы пренебрегаем; сила трения постоянна по всей линии контакта, а максимальное касательное напряжение достигает величины K , т.е. $\tau_{\max} = K$; объем витка резьбы равен объему кольца, имеющего профиль резьбы; принимаем схему радиального течения металла в очаге деформации.

В исследованиях Л. А. Шофмана и М. В. Сторожева даны рекомендации о замене осесимметричной задачи плоской, при обжиме трубных заготовок, у которых диаметр превышает пятикратную толщину стенки. Нами исследуются накидные гайки с соотношением диаметра внешней поверхности заготовки к толщине стенки равным 10-12. Тогда задача о заполнении профиля резьбы может быть сведена к плоской задаче о пластическом течении металла в сходящемся канале.

Энергетический метод основан на законе сохранения энергии. Исходным положением этого метода является гипотеза о равенстве мощностей внутренних и внешних сил деформации. Для решения плоской задачи холодного выдавливания внутренней резьбы энергетическим методом, необходимо определить поле скоростей в очаге деформации.

Из допущения о том, что поверхность EF зуба плоская, используя равенство расходов через сечения AD и MN (рис. 1 зона 1) имеем следующие соотношения:

$$V|_{x=R} = V|_{x=x}; \quad (S/2) \cdot v_0 = MN \cdot v_x. \quad (4)$$

Из подобия треугольников ADO_1 и MNO_1 находим:

$$MN / (S/2) = (x - D_3) / H, \text{ тогда } MN = S(x - D_3) / (2H),$$

где x - текущая координата.

Подставив в выражение (4) значение MN , имеем

$$v_x = v_0 H / (x - D_3).$$

Из подобия треугольников скоростей v_x и v_z и $\triangle QNK$ запишем

$$v_z = v_0 H z / (x - D_b)^2.$$

Устанавливаем знаки v_x и v_z , учитывая, что

$$\partial v_x / \partial x > 0, \text{ а } \partial v_z / \partial z < 0.$$

Получаем следующие функции для радиальной и осевой составляющих скорости течения металла:

$$v_x = -v_0 H / (x - D_b);$$

$$v_z = -v_0 H z / (x - D_b)^2$$

Это соответствует и принятому направлению осей X и Z .

Для определения связи между деформацией заготовки и усилием формоизменения найдем скорости деформации:

$$\xi_x = \partial v_x / \partial x = v_0 H / (x - D_b)^2;$$

$$\xi_z = \partial v_z / \partial z = -v_0 H / (x - D_b)^2;$$

$$\xi_y = 0;$$

$$\gamma_{xz} = \partial v_x / \partial z + \partial v_z / \partial x = 2 v_0 H z / (x - D_b)^2.$$

Проверяем условие неразрывности:

$$\partial v_x / \partial x + \partial v_z / \partial z = -v_0 H / (x - D_b)^2 + v_0 H / (x - D_b)^2 = 0.$$

Условие неразрывности удовлетворяется.

Используя значения ξ_x , ξ_z и γ_{xz} , интенсивность скорости деформации запишем в следующем виде:

$$\xi_i = [v_0 H / \sqrt{3} (x - D_b)^3] \sqrt{(x - D_b)^2 + z^2}.$$

Запишем условие равенства мощностей внутренних и внешних сил деформации:

$$N_{\text{внеш}} = N_{\text{вн}} + N_{\text{сдв}} + N_{\text{тр}}, \quad (5)$$

где $N_{\text{внеш}}$ - мощность внешних сил деформации;

$N_{\text{вн}}$ - мощность внутренних сил в очаге деформации зуба;

$N_{\text{сдв}}$ - мощность внутренних сил сдвига;

$N_{\text{тр}}$ - мощность сил трения в очаге деформации.

Мощность внутренних сил в очаге деформации определяем по формуле:

$$N_{\text{вн}} = [2 \sigma_s v_0 H / \sqrt{3}] \int_{D_1}^D 1 / (x - D_b)^3 \left[\int_0^z \sqrt{(x - D_b)^2 + z^2} dz \right] dx, \quad (6)$$

где $D_1 = D - S K_s / [2 \operatorname{tg} \varphi / 2]$ - значение x ;

$$z_r = (x - D_b) \operatorname{tg} \varphi / 2.$$

Мощность внутренних сил сдвига на границе очага деформации и жесткой зоны определим по формуле:

$$N_{\text{сдв}} = \sigma_s v_0 S^2 / [4 \sqrt{3} (D - D_b)^2]. \quad (7)$$

Мощность сил трения в очаге деформации определим по формуле:

$$N_{\text{тр}} = [\mu \sigma_s v_0 H / (\cos \varphi / 2)] \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi / 2} \times \ln [(D - D_b) / (D_1 - D_b)], \quad (8)$$

где μ - коэффициент контактного трения.

Мощность внешней деформирующей силы (при $P = \text{const}$ и

$v_0 = \text{const}$) определим по формуле:

$$N_{\text{внеш}} = P v_0 S / 2.$$

где P - удельное усилие деформации заготовки.

Подставив в выражение (5) значения $N_{\text{вн}}$ (6), $N_{\text{сдв}}$ (7) и $N_{\text{тр}}$ (8) и выполнив преобразования, определим относительное удельное усилие выдавливания резбы следующим выражением:

$$p = P / \sigma_s^* = [\operatorname{tg} \varphi / 2 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi / 2} + \ln (\operatorname{tg} \varphi / 2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi / 2})] \times \\ \times \ln [(D - D_b) / (D_1 - D_b)] + S / 2 \sqrt{3} (D - D_b) + \\ + \mu \sqrt{3} / (\cos \varphi / 2) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi / 2} \ln [(D - D_b) / (D_1 - D_b)]. \quad (9)$$

Выражение (9) позволяет определить относительное удельное усилие выдавливания резбы в зависимости от диаметра, шага и профиля резбы, коэффициента заполнения при различных коэффициентах контактного трения.

Анализ выражения (9) показывает, что с увеличением коэффициента заполнения профиля резбы K_s увеличивается относительное удельное усилие выдавливания резбы p ; диаметр и шаг резбы незначительно влияют на величину p ; при коэффициенте заполнения профиля резбы $K_s = 0.75$ доля внутренних сил деформации составляет 48.68 %, сдвига - 4.8 % и контактного трения - 46.52 %. Большие потери на трение указывают на необходимость разработки мероприятий по обеспечению стабильной смазки в процессе выдавливания резбы. Теоретические выводы подтверждены экспериментально.

Экспериментальные исследования проводились на специальном штампе на образцах из свинца, сплавов алюминия АО, АВ, меди МЗ и латуни ЛС 59-1 на испытательной машине УИМ-50.

Анализ результатов исследования силового режима показал, что теоретические и экспериментальные усилия деформации выдавливания резбы хорошо согласуются на свинцовых образцах, расхождения составляют 5-8 %. Для учета упрочнения в формулу (9) ввели поправочный коэффициент: для алюминия $K_y = 1.25$, для меди - $K_y = 1.20$.

Применение смазки снижает усилие холодного выдавливания резбы. В качестве смазки использовали: дисульфид молибдена, парафин, графит, сульфозфрезол, эмульсию. Результаты исследований представлены в таблице.

Таблица - Влияние смазок на усилия выдавливания резбы

Коэффициент заполнения	Усилие выдавливания, кН					
	без смазки	дисульфид молибдена	парафин	графит	сульфозфрезол	эмульсия
0.50	29.5	19.2	19.8	20.1	24.5	28.0
0.75	62.0	34.0	34.0	34.1	39.5	54.5
0.85	76.3	44.0	44.8	45.0	47.8	68.5

Из таблицы видно, что использование смазки дает возможность значительно уменьшить (на 30-40 %) усилие выдавливания резьбы. Наименьшее усилие деформации обеспечивается при использовании дисульфида молибдена, несколько большее на парафине, графите и сульфозфрезоле. Наибольшие усилия возникают при использовании эмульсии.

Таким образом, экспериментальные исследования по формообразованию и силовому режиму подтверждают теоретическое обоснование условий получения резьбы методом холодного выдавливания; полученное выражение для определения относительного удельного усилия дает возможность расчета силового режима процесса и конструирования оборудования для одновременного формирования резьбы и внешнего контура тонкостенных деталей.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Ивченко Т.Г.

Совершенствование металлорежущего инструмента с целью улучшения эксплуатационных свойств связано с увеличением затрат на его создание. Одним из путей повышения эффективности использования инструмента является назначение целесообразного уровня показателей эксплуатационных свойств с учетом возрастания затрат на его производство.

Для оценки эффективности использования инструмента рекомендуется интегральный показатель качества, представляющий собой отношение полезного эффекта от эксплуатации инструмента к суммарным затратам на его создание и эксплуатацию

$$K_u = \frac{P_z}{Z_c + Z_o}, \quad (1)$$

где P_z - полезный эффект от эксплуатации инструмента, Z_c, Z_o - затраты на создание и эксплуатацию инструмента соответственно.

В соответствии с назначением режущего инструмента полезный эффект от его эксплуатации характеризуется производительностью обработки и может быть выражен через площадь обработанной поверхности

$$P_z = 1000 v_s \Sigma T / \left(1 + \frac{t_o}{T}\right), \quad (2)$$

где v_s - скорость резания и подача; t_o - среднее время восстановления;

T - средний период стойкости, ΣT - полный период стойкости

$$\Sigma T = TK, \quad (3)$$

где K - среднее число периодов стойкости инструмента.

Для оценки затрат на производство инструмента при решении поставленной задачи примем себестоимость его изготовления

$$Z_c = C_{ин}. \quad (4)$$

Затраты на эксплуатацию инструмента за полный период его стойкости равны

$$Z_o = C_p \Sigma T, \quad (5)$$

где C_p - затраты, приходящиеся на 1 минуту работы инструмента и станка, или стоимость станкоминутой работы оборудования.

В результате преобразований после подстановки (2), (3), (4) и (5) в формулу (1) получается выражение для абсолютного интегрального показателя качества инструмента

$$K_u = 1000 v_s / \left(1 + \frac{t_s}{T} \right) \left(C_p + \frac{C_{ин}}{KT} \right). \quad (6)$$

Полученный показатель является обобщающим, включающим в себя все основные свойства качества инструмента. Показатели свойств назначения в нем представляются производительностью. Свойства надежности, характеризующиеся свойствами безотказности, долговечности и ремонтпригодности, оцениваются показателями: средним периодом стойкости T , средним числом периодов стойкости K , средним временем восстановления t_s соответственно. Показателем технологичности является себестоимость изготовления инструмента $C_{ин}$.

Показатели надежности инструмента связаны с производительностью. Наиболее распространенными являются степенные зависимости

$$V = \frac{C_v}{T^{m_v}}, S = \frac{C_s}{K^{m_s}}, V = \frac{C_s}{S^{m_s}}, \quad (7)$$

где C_v, C_s, C_s - постоянные коэффициенты, зависящие от свойств обрабатываемого материала; m_v - показатель относительной стойкости, m_s - показатель относительной прочности, y_s - показатель степени, характеризующий зависимость скорости резания от подачи.

При сравнительной оценке качества инструмента целесообразно определять относительный интегральный показатель качества в сравнении с базовым интегральным показателем, характеризующим качество базового варианта инструмента $K_{уб}$

$$OK = K_u / K_{уб}. \quad (8)$$

С учетом указанных выше зависимостей (7) относительный интегральный показатель (8) рассчитывается по относительным показателям отдельных свойств в сравнении с базовым вариантом инструмента следующим образом

$$OK = \left(\frac{T}{T_б} \right)^{m_v} \left(\frac{K}{K_б} \right)^{m_s(1-y_s)} \left((1+B) / \left(\frac{t_s}{t_{сб}} + B \right) \right) \left((1+C) / \left(\frac{C_{ин}}{C_{инб}} + C \right) \right), \quad (9)$$

где $\left(\frac{T}{T_б} \right), \left(\frac{K}{K_б} \right), \left(\frac{t_s}{t_{сб}} \right), \left(\frac{C_{ин}}{C_{инб}} \right)$ - относительные показатели безотказности,

долговечности, ремонтпригодности и технологичности соответственно,

$$C = C_p K_б T_б / C_{инб}, \quad B = T_б / t_{сб} - \text{постоянные коэффициенты.}$$

Повышение уровня качества режущего инструмента достигается за счет улучшения показателей надежности, что, как правило, приводит к росту затрат на производство инструмента, то есть к снижению показателей технологичности. Вследствие этого увеличение показателей надежности не всегда повышает относительный интегральный показатель качества, но, более того, может и снизить его в случае, когда затраты на повышение надежности весьма существенны. Увеличение

себестоимости изготовления инструмента принимается пропорциональным росту показателей надежности.

Рассмотрим один из показателей надежности - относительный показатель безотказности, влияние которого на относительный показатель технологичности может быть выражено зависимостью

$$C_{ин} / C_{инб} = A \left(T / T_б \right)^{m_c}, \quad (10)$$

где A, m_c - коэффициент пропорциональности и показатель степени, характеризующей взаимосвязь технологичности и безотказности.

Принимая постоянными все показатели надежности инструмента, кроме безотказности, и учитывая указанное выражение (10), представим относительный интегральный показатель (9) в виде

$$OK = D \left(\frac{T}{T_б} \right)^{m_c} \left[(1+C) / \left(A \left(\frac{T}{T_б} \right)^{m_c} + C \right) \right], \quad (11)$$

где D - постоянный коэффициент, принимаемый далее равным 1.

Для определения величины OK задаются условия эксплуатации, представленные в табл.1 (по данным [1])

Таблица 1 - Исходные данные для определения коэффициента C

Металлорежущие станки	C_p , усл. ед./час	Режущий инструмент	$C_{ин}$, усл. ед.	Число периодов стойкости $K_б$	Средний период стойкости $T_б$, час	Значения C
Токарно-винторезные	8.1	Резцы токарные с напайными пластинами из твердого сплава	2.7	15	1	45
		Резцы токарные с механическим креплением пластин	29.5	40	0.4	4.4
Вертикально-фрезерные	6.5	Фрезы торцевые с напайными пластинами из твердого сплава	28	16	2.0	7.4
		Фрезы торцевые с механическим креплением пластин	58	40	2.0	9.0

Зависимость относительного интегрального показателя качества OK от относительного показателя безотказности T/T_6 для принятых постоянными значениях $m_v = 0.2$ - показателя относительной стойкости, $A = 0.7$ - коэффициента пропорциональности и различных значениях m_c и C представлена на рис.1.

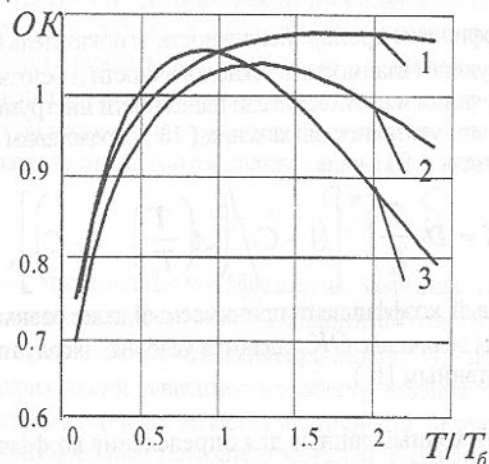


Рисунок 1 - Зависимость относительного интегрального показателя качества OK от относительного показателя безотказности T/T_6 при:
1 - $C = 5, m_c = 1$; 2 - $C = 10, m_c = 2$; 3 - $C = 5, m_c = 2$.

Полученный относительный интегральный показатель имеет экстремальный характер и может быть использован в качестве критерия оптимальности для определения оптимального значения относительного показателя безотказности. Дифференцируя выражение относительного интегрального показателя OK (11) по T/T_6 и приравнявая к 0 значение первой производной, получаем оптимальное значение относительного показателя безотказности

$$\frac{T}{T_6} = \left(\frac{C}{A(m_c/m_v - 1)} \right)^{\frac{1}{m_c}}. \quad (12)$$

Результаты анализа влияния различных параметров на величину оптимального значения относительного показателя безотказности при постоянном значении $m_v = 0.2$ - показателя относительной стойкости, представлены на рис.2

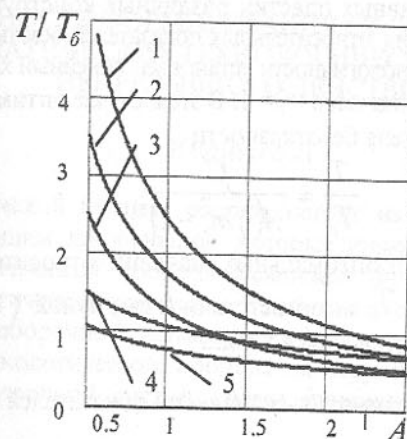


Рисунок 2 - Зависимость оптимального значения относительного показателя безотказности T/T_6 от коэффициента пропорциональности A при:

- 1 - $C = 10, m_c = 1$; 2 - $C = 7, m_c = 1$; 3 - $C = 5, m_c = 1$;
4 - $C = 10, m_c = 2$; 5 - $C = 5, m_c = 2$.

В результате анализа полученных результатов установлено, что оптимальное значение относительного показателя безотказности T/T_6 снижается с увеличением коэффициента пропорциональности A и показателя степени, характеризующего связь технологичности и безотказности m_c , а также с уменьшением коэффициента C , представляющего собой соотношение стоимостей эксплуатации оборудования и инструмента в единицу времени. При существенных затратах на производство инструмента повышенной надежности, количественно выражаемых коэффициентом пропорциональности $A \geq 2$, независимо от величин других параметров, оптимальное значение относительного показателя $T/T_6 \leq 1$. Это свидетельствует о том, что повышение среднего периода стойкости оцениваемого варианта инструмента по сравнению с базовым нецелесообразно, то есть увеличение безотказности становится неэффективным, так как приведет к снижению относительного интегрального показателя качества OK . Аналогично влияние и показателя степени, характеризующего связь технологичности и безотказности m_c . При его значении $m_c \geq 2$ увеличение безотказности неэффективно при $A \geq 1$ для $C = 10$, при $A \geq 0.5$ для $C = 5$.

Разработанная методика использована для оптимизации показателей безотказности сборных резцов и торцовых фрез с механическим креп-

лением твердосплавных пластин различных конструкций [2]. В результате анализа влияния относительных показателей безотказности на относительные показатели технологичности установлен линейный характер зависимости между ними, то есть значение $m_c = 1$. В этом случае оптимальное значение относительного показателя безотказности

$$\frac{T}{T_0} = \frac{C}{A(1/m_v - 1)} \quad (13)$$

Результаты расчетов оптимальных значений относительных показателей безотказности T/T_0 в соответствии с формулой (13) для различных инструментов представлены в табл.2

Таблица 2 - Расчет оптимальных значений показателей безотказности

Режущий инструмент	Коэффициент C	Показатель m_v	Коэффициент A	Расчетное значение T/T_0	Экспериментальное значение T/T_0
Резцы	4.4	0.2	0.9	1.2	1.2
Фрезы	9.0	0.2	0.9	2.5	1.7

Результаты теоретических расчетов свидетельствуют о том, что для оцениваемого варианта резцов с механическим креплением твердосплавных неперачиваемых пластин достигнут оптимальный уровень показателей безотказности. Для фрез оцениваемых вариантов имеется резерв роста безотказности для обеспечения максимального значения относительного интегрального показателя качества.

Таким образом, регламентируя для заданных условий эксплуатации оптимальный уровень показателей надежности, можно достичь максимальной эффективности использования инструмента.

Перечень ссылок

1. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник / Под общ. ред. К.М. Великанова. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. - 448с.
2. Ивченко Т.Г. Оценка качества режущего инструмента с учетом закона распределения его стойкости // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научных статей.- Донецк: ДонГТУ, 1996. Вып. 3. С.19 - 24.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУР СБОРОЧНЫХ АВТОМАТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ищенко А.Л.

Технологический процесс сборки состоит из ряда операций [1] и является определяющим для функций, которые должны выполняться автоматической технологической сборочной системой. Функции, которые предусмотрены технологическим процессом, влияют на структуру автоматической технологической сборочной системы.

Влияние технологического процесса на структуру автоматической технологической сборочной системы через функции можно рассматривать двояко.

Если рассматривать основной переход главной операции, т.е. непосредственное соединение двух или нескольких сборочных компонент в одну, то структура автоматической технологической сборочной системы является изоморфной по отношению к технологическому процессу. Другими словами существует конкретное отношение между двумя системами типов "технологический процесс" (основной переход главной операции) и "сборочное изделие", когда каждой составной части одной системы может быть поставлена в соответствие определенная составная часть другой системы и никакая другая. Математически это отображение можно представить в виде:

$$f: A \rightarrow B \Leftrightarrow A \xrightarrow{f} B,$$

где f - отображение (функция отображения) множества A на множество B ,
 A - множество, определяющее технологический процесс,
 B - множество, определяющее сборочное изделие.

Структура автоматической технологической сборочной системы может изменяться в пределах от параллельной до последовательной сборки. Введем кодирование: X_1 - параллельная структура, X_2 - последовательная структура. Используя кодирование, можно определить верхнюю и нижнюю грани изменения структур [2]:

- верхняя грань:

$$\sup \text{Str} = \bigwedge_{i=1}^i X_{1i};$$

- нижняя грань:

$$\inf \text{Str} = \bigwedge_{i=1}^i X_{2i}.$$

Очевидно, что параллельная структура и последовательная абсолютно инверсны друг относительно друга. На основании этого можно записать, что:

$$\overline{X_1} = X_2; \overline{X_2} = X_1.$$

Введем классификацию: параллельная сборка - 1-ая группа; последовательная сборка - 2-ая группа.

На основании введенных кодов и классификации получим возможные варианты структур автоматических технологических сборочных систем, которые представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Возможные варианты автоматических технологических сборочных систем.

№ группы					Код
1-ая	2-ая	3-ая	...	i-ая	
1					X_1
2					X_2
	1.1				X_1X_1
	1.2				X_1X_2
	2.1				X_2X_1
	2.2				X_2X_2
		1.1.1			$X_1X_1X_1$
		1.1.2			$X_1X_1X_2$
		1.2.1			$X_1X_2X_1$
		2.1.1			$X_2X_1X_1$
		2.1.2			$X_2X_1X_2$
		2.2.1			$X_2X_2X_1$
		1.2.2			$X_1X_2X_2$
		2.2.2			$X_2X_2X_2$
			...		...
				1.1...1.1	$X_1X_1...X_1X_1$
				1.1...1.2	$X_1X_1...X_1X_2$
				...	...
				2.2...2.2	$X_2X_2...X_2X_2$

На основании таблицы 1 запишем общую структурную формулу, которая будет выглядеть следующим образом:

$$Str_j = \bigwedge_{i=1}^n X_1 \bigwedge_{i=1}^{\xi} X_2 \bigwedge_{i=1}^k X_1 \bigwedge_{i=1}^m X_2 \bigwedge_{i=1}^i X_1, \quad (1)$$

где i - максимально возможное число вариантов структур;

n, k, ξ, m - промежуточные числа вариантов структур, которые должны удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned} 0 &\leq n \leq i, \\ 0 &\leq \xi \leq i, \\ 0 &\leq k \leq i, \end{aligned}$$

$$0 \leq m \leq i.$$

Так как параллельная структура инверсна относительно последовательной (также верно обратное), то возможное количество вариантов структур уменьшится в 2 раза. Число вариантов структур и их вид будут зависеть от конструкции сборочного изделия.

Рассмотрим некоторые варианты структур, предложенные в таблице 1 и являющиеся частными случаями выражения (1).

Структура 1.2.1 описывается формулой:

$$Str = X_1 \wedge X_2 \wedge X_1. \quad (2)$$

В первом и третьем технологических модулях происходит параллельная сборка, а во втором модуле - последовательная. На рис.1 представлена структурная модель, отражающая смысл формулы (2). Количество входных и выходных потоков V и W соответственно в технологических модулях может быть несколько. Используя инверсию относительно структуры 1.2.1 получим

$$\overline{X_1X_2X_1} = X_2X_1X_2.$$

Структурная формула будет иметь вид:

$$Str = X_2 \wedge X_1 \wedge X_2.$$

На рис.2 представлена структурная модель данного варианта автоматической технологической сборочной системы.

Выбор структуры автоматической технологической сборочной системы производится, исходя из структуры сборочного изделия и технологического процесса. Окончательный выбор структуры варианта должен осуществляться по максимальной производительности.

Как известно [3], цикловая производительность определяется зависимостью:

$$P_{ц} = \frac{u}{t_0 + t_b},$$

где u - число позиций в сборочном модуле,
 t_0 - основное время выполнения операции,
 t_b - вспомогательное время.

Проведем сравнение производительности двух технологических модулей, одного параллельного действия, второго - последовательного. Введем допущения, что каждый технологический модуль имеет u рабочих позиций, а основное и вспомогательное время одинаково для обоих технологических модулей. Тогда цикловая производительность модуля с параллельной сборкой будет описываться формулой:

$$P_{ц2} = \frac{u}{t_0 + t_b}. \quad (3)$$

Для модуля с последовательной сборкой:

$$P_{ц1} = \frac{u}{T} = \frac{u}{u(t_0 + t_b)} = \frac{1}{t_0 + t_b}. \quad (4)$$

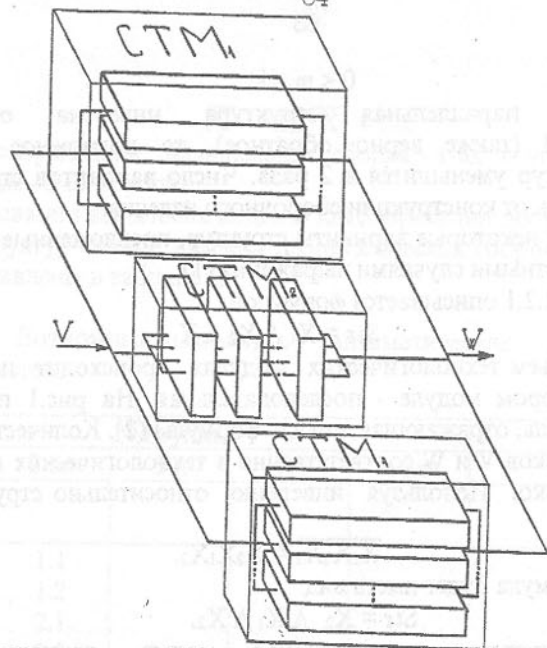


Рисунок 1 - Структурная модель варианта автоматической технологической сборочной системы 1.2.1

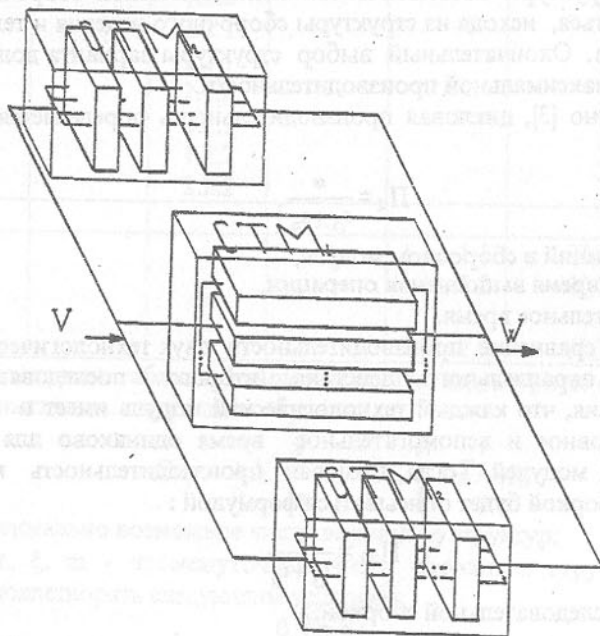


Рисунок 2 - Структурная модель варианта автоматической технологической сборочной системы 2.1.2

Из анализа формул (3) и (4) очевидно, что максимальная производительность достигается в модуле с параллельной сборкой.

Если рассматривать две системы "технологический процесс" и "сборочное соединение" в целом, то их отношение относительно друг друга будет гомоморфным, т. е. соответствие между этими системами не является полным. Тогда общую структурную формулу автоматической технологической сборочной системы можно записать следующим образом:

$$Str^{\infty} = Str_j \wedge Str_n,$$

где Str_j - структура, отражающая непосредственное соединение сборочных компонент;

Str_n - структура, отражающая подачу, ориентацию, базирование, транспортировку, вспомогательные и контрольные операции, которые осуществляются в автоматической технологической сборочной системе.

На основании вышеизложенного следует:

- структура автоматической технологической сборочной системы является гомоморфной, что не дает четкого представления о функционировании системы;
- верхняя грань изменения структур дает максимально возможную производительность сборочной системы;
- разработка структуры автоматической сборочной системы должна начинаться с определения структуры Str_j , а затем ведется разработка структуры всей автоматической технологической сборочной системы.

Перечень ссылок

1. Косилов В.В. Технологические основы проектирования автоматического сборочного оборудования. М., "Машиностроение", 1976. 248 с.
2. Энгелькинг Р. Общая топология. Пер. с англ. - М.: Мир, 1986. - 752 с.
3. Клусов И. А. Проектирование роторных машин и линий: Учебн. пособие для студентов машиностр. вузов. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с.

Калафатова Л.П.

Ситаллы представляют собой неорганические материалы, получаемые тонкой кристаллизацией стекол или расплавов различных составов. Механические свойства ситаллов определяются в основном их структурой - размером кристаллов, количеством кристаллической и стекловидной фаз, их взаимным распределением. Особенности кристаллизации обеспечивают высокую однородность микрокристаллической структуры материала. В этом причина высоких прочностных свойств и низкой обрабатываемости ситаллов.

В настоящей работе ситаллы рассматриваются в качестве конструкционных материалов, используемых для изготовления изделий типа тонкостенных оболочек сложной пространственной формы и эксплуатируемых в широком диапазоне температур при различных сочетаниях механических и тепловых нагрузок. В таблице 1 приведены сведения о составе рассматриваемых конструкционных ситаллов.

Таблица 1 — Сведения о составе ситаллов

Ситалл	Система исходного стекла	Основная кристаллическая фаза
АС-418 5	$\text{SiO}_2\text{-Al}_2\text{O}_3\text{-Li}_2\text{O-TiO}_2$	Твердые растворы β -сподуменового ряда
АС-370 5	$\text{SiO}_2\text{-Al}_2\text{O}_3\text{-MgO-TiO}_2$	Кордиерит

В современном прикладном материаловедении общепризнана определяющая роль дефектности в формировании прочностных свойств хрупких конструкционных материалов. Дефекты структуры ситаллов можно условно разделить на категории, приведенные в таблице 2.

Из всех видов дефектности именно микроскопическая дефектность преимущественно определяет реально достигаемые уровни прочности ситаллов. Ситаллы различаются по виду и происхождению микроскопической дефектности [1]. Ситаллы, имеющие различную дефектность поверхности и объема, называются комбинированно дефектными (КД). В них поверхностная дефектность формируется вследствие повреждения поверхности внешними силовыми воздействиями при изготовлении изделий. Ситаллы, имеющие одинаковую дефектность поверхности и объема, называются однородно дефектными (ОД). Для них повреждение внешними механическими воздействиями в некоторых пределах не вызывает увеличения поверхностной дефектности по сравнению с объемной. Из названных материалов ситалл АС-418 относится к категории КД, ситалл АС-370 - к ОД.

Таблица 2 — Виды дефектности ситаллов [1]

Категория дефектов	Причина возникновения	Вид и ориентировочные размеры	Методы исследования
Макроскопические	Отклонения от технологии получения ситалла	Пузыри или раковины размером 0,6-4 мм	Визуально или оптическим путем
Субмикроскопические	Внутренние микронапряжения при кристаллизации	Неоднородности структуры размером не более 1 мкм	Электронная микроскопия
Микроскопические	1. Исходная дефектность структуры - функция состава, строения и способа получения ситалла 2. Дефектность, вызванная обработкой	Микротрещины в остаточной стеклофазе и на границах раздела фаз размером от 6 до 40 мкм, равномерно расположенные в объеме ситалла Микротрещины различной формы, расположенные на поверхности и в прилегающем к ней слое, размером до 300-400 мкм	Рентгено-, электронно-структурный анализ, экзoeлектронная эмиссия и другие, без или в сочетании с послойным удалением дефектного слоя тонким шлифованием или сполированием; предлагаемый метод люминесцентной дефектоскопии

По данным [1] глубина трещиноватого слоя, обусловленного обработкой (чистовое шлифование до $R_a = 0,63\text{-}1,2$ мкм), достигает 200-300 мкм. При травлении поверхности КД-ситаллов растворами кислот (например, HF и H_2SO_4) уменьшаются размеры и поверхностная плотность обработочных дефектов вплоть до их полного исчезновения на указанной глубине. Средние размеры и поверхностная плотность структурных микродефектов в этих ситаллах, напротив, не зависят от глубины травления и состава травителя. Дефектность ОД-ситаллов представляет собой единый по поверхности и объему эшелон микротрещин. Высокая плотность и относительно большие размеры структурных микротрещин (до 40 мкм у ситалла АС-370 против 6...8 мкм у АС-418) приводят к тому, что в характерных для таких ситаллов скоплениях дефектов расстояние между соседними дефектами не превышает 2,0-4,0 мкм.

Существует непосредственная связь характера разрушения ситаллов с их типом дефектности. КД-ситаллы, по определению, являются поверхностно чувствительными материалами, поэтому их разрушение всегда начинается с поверхностного обработочного или структурного

дефекта. При этом фрактограммы разрушенной поверхности имеют ряд четко выраженных областей, в которых всегда присутствует зона зарождения и стабильного распространения разрушения (гладкая или зеркальная зона), в фокусе которой находится один критический поверхностный дефект, инициирующий разрушение. Характер разрушения ОД-ситаллов существенно другой. Их поверхность и объем равнопрочные, поэтому разрушение начинается одновременно во многих точках сечения, а поверхность излома не имеет выделенных зон.

При неизменных химическом и фазовом составех размеры и поверхностная плотность обработочных дефектов в ситаллах во многом определяются условиями механической обработки поверхности [2]. Структурная дефектность ситаллов изменяется в широких пределах в зависимости от параметров режима кристаллизации (максимальной температуры, скорости нагрева и охлаждения и т.п.). Такое изменение уровней дефектности существенно влияет на прочностные свойства ситаллов, поэтому для практических целей необходимо иметь четкое представление об уровне и структуре их дефектности и возможности воздействия на ее развитие.

Одним из достаточно широко распространенных методов снижения дефектности обработанной поверхности изделий из ситаллов и, как следствие, повышения их конструкционной прочности и эксплуатационной надежности, является метод комбинированного упрочнения [1, 3]. Он включает уменьшение уровня поверхностной дефектности травлением в кислотах и последующее блокирование поверхностных дефектов сжимающими ионообменными напряжениями - упрочнение ионным обменом. Последнее реализуется при погружении изделий или образцов в жидкий расплав специальных солей, химический состав которого подобран таким образом, что в нем протекает реакция замещения ионов с меньшим радиусом, например, Li^{+1} - из ситалла на ионы с большим радиусом Na^{+1} - из расплава. КД-ситаллы, которые отличает высокая чувствительность к состоянию поверхности, могут быть упрочнены этим методом (в рассматриваемом случае ситалл АС-418). ОД ситаллы (АС-370) упрочнению вообще не поддаются.

Экспериментально установлено [3], что степень упрочнения ситаллов зависит от характера комбинированной дефектности: преобладание обработочной дефектности над структурной увеличивает степень упрочнения. Так в упрочненном состоянии ситалл АС-418 превосходит неупрочняемый ситалл АС-370 по прочности при изгибе в 1,4 раза ($\sigma_{и\text{ АС-418}} = 180 \text{ МПа}$, $\sigma_{и\text{ АС-370}} = 130 \text{ МПа}$) и по термостойкости в 2,2 раза ($T_{АС-418} = 900 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{АС-370} = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Этим, в частности, объясняется широкое применение названного ситалла в конструкциях, подвергающихся длительному изгибному нагружению и эксплуатируемых в условиях повышенных температур. В дальнейшем речь будет идти об изучении обрабатываемости ситалла АС-418.

Как уже было сказано ранее, ситаллы относятся к категории труднообрабатываемых материалов. Особенностью механической обработки крупногабаритных изделий сложной пространственной формы из ситаллов являются большие припуски на обработку (до 10 мм и более) из-за невозможности получения точных заготовок. В этих условиях технологические процессы (ТП) механической обработки отличаются многостадийностью, что иллюстрируется таблицей 3.

Таблица 3 — Этапы обработки изделий из КД-ситаллов

Операции механической обработки и применяемый инструмент на стадиях:			Операции комбинированного упрочнения	
предварительного формообразования	окончательного формообразования	финишной обработки	глубокое травление	ионное упрочнение
Черновое шлифование алмазным инструментом	Чистовое шлифование алмазным инструментом	Доводка или притирка алмазными брусками или пастами	Удаление слоя до 0,8 мм в растворе кислот	Обработка в расплаве солей от 1 до 3 часов

Общая продолжительность обработки крупногабаритных изделий может достигать 90 и более часов, причем большая часть этого времени приходится на чистовые и доводочные операции. При этом формируется дефектный слой, который при существующей на производстве технологии может достигать 0,5 мм и более. Весь этот слой должен быть удален на операции упрочнения деталей, завершающей процесс изготовления. Учитывая трудоемкость, высокую стоимость и экологическую вредность операции упрочнения, обеспечение минимальной по глубине и благоприятной структуры дефектности обработанной поверхности в сочетании с достаточно высоким уровнем производительности процесса шлифования определяет эффективность процесса получения изделий. Решение этой задачи невозможно без разработки надежных методов диагностики качественных параметров формируемой поверхности.

На параметры образующегося дефектного слоя влияют условия обработки и, в первую очередь, величина сил, действующих на обрабатываемую поверхность детали [2]. При шлифовании силовые характеристики процесса определяются рядом факторов: прочностью обрабатываемого материала; схемой шлифования; режимными параметрами процесса; технологическими параметрами инструмента, его режущей способностью, зависящей от степени износа абразивных зерен; физико-химическими свойствами применяемой технологической среды (ТС), ее родством с обрабатываемым материалом. При сравнении вариантов ТП, отличающихся одним или несколькими перечисленными факторами, критерием их эффективности могут выступать глубина и структура образующегося в результате обработки дефектного слоя.

В настоящее время существует значительное количество методов диагностики состояния обработанной поверхности, глубины и структуры нарушенного обработкой слоя (см. таблицу 2). Часть из них базируется на использовании неразрушающих методов контроля - рентгеноструктурного, различных видов экзoeлектронной эмиссии, электронно-микроскопического, электронографического и так далее. Их недостатки: возможность выявления параметров нарушенного слоя глубиной не более 5 мкм; получение достаточно достоверных результатов при обработке лишь однородных по структуре материалов со стабильными физико-механическими характеристиками, подвергаемых тонкому шлифованию и полированию, например, различного вида кристаллов, применяемых в электронной промышленности; невозможность качественно и количественно оценить изменение структуры и размеров дефектов на различных уровнях залегания от обработанной поверхности; дороговизна и сложность реализации в производственных условиях. Частично указанные ограничения могут быть сняты при использовании названных методов в сочетании с послойным удалением нарушенного слоя материала. Удаление может осуществляться физическим путем (тонкое сошлифовывание или споллирование), посредством химического травления или при сочетании обоих способов.

Анализ эффективности применения приведенных выше методов диагностики в условиях обработки крупногабаритных изделий из стеклокристаллических материалов, отличающейся многостадийностью, значительными припусками на обработку, существенными силовыми воздействиями на обрабатываемый материал, показал следующее. Методика исследования нарушенного слоя материала должна выполнять ряд функций: позволять определить структуру дефектности последовательно на различных глубинах, не внося искажений за счет дополнительных, прежде всего силовых, воздействий на материал, положенных в основу самой методики (поэтому нецелесообразно использовать сошлифовывание или споллирование материала при послойном заглаблении); обеспечивать с достаточной достоверностью определение глубины нарушенного слоя, регистрацию и контроль параметров дефектности; используя программные методы, автоматически оценивать уровень дефектности, обусловленный теми или иными технологическими воздействиями.

Сформулированным условиям соответствует капиллярный метод люминесцентной дефектоскопии в сочетании с послойным химическим травлением образцов [1, 2]. Капиллярный метод определения дефектности основан на капиллярном проникновении и контрасте дефектоскопических материалов (люминесцентных жидкостей) в оптическом излучении. Светоконтрастная жидкость заполняет дефектные полости, открытые с поверхности. Микроскопическое сечение и макроскопическая протяженность дефектов делают их подобными капиллярным сосудам, по которым под действием капиллярных сил прони-

кает люминесцентная жидкость. Эффект регистрации дефектов усиливается с помощью средств, способствующих наиболее полному проявлению индикаторного вещества. В рассматриваемом случае для этого использовалась люминесцентная жидкость, проявляющаяся в ультрафиолетовом излучении.

На рисунке 1 представлена общая схема цикла обработки исследуемых образцов при определении дефектности нарушенного слоя материалов рассматриваемым методом.

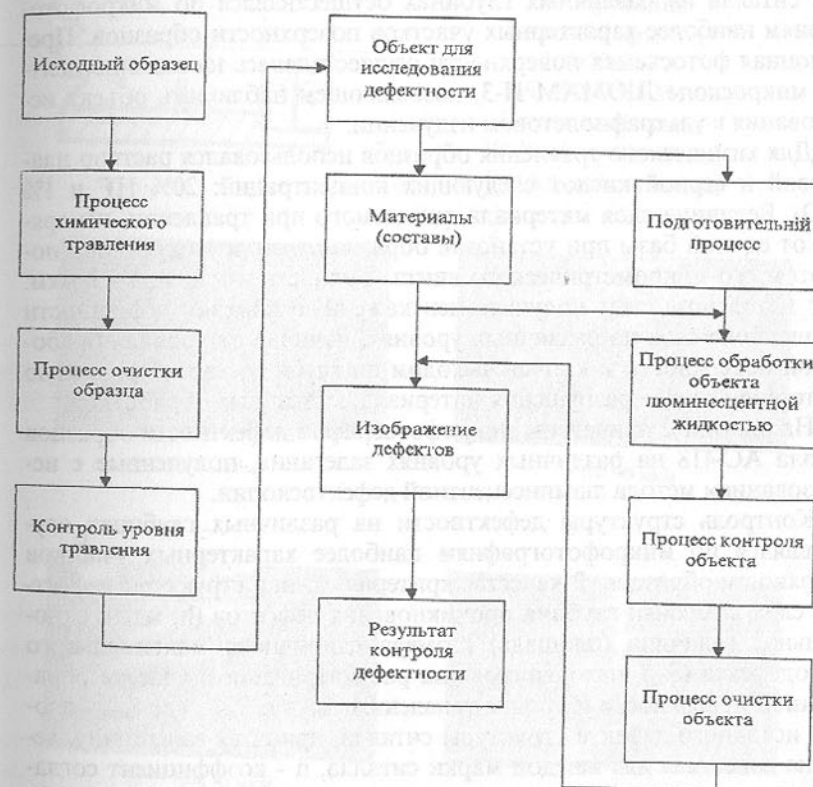


Рисунок 1 - Схема цикла обработки исследуемых образцов при определении дефектности методом люминесцентной дефектоскопии

Число циклов обработки образцов определяется количеством уровней травлений, на которых необходимо исследовать дефектную структуру материала. Уровень чувствительности метода зависит от свойств индикаторной жидкости. В процессе исследований использовалась люминесцентная индикаторная жидкость ЛЖ-6А, обеспечивающая первый (наиболее высокий) уровень чувствительности метода.

Чувствительность метода определялась на основании количественной оценки выявляемости эталонного дефекта с учетом геометрической и оптической особенностей его индикаторного (люминесцирующего) следа. Эталонный дефект наносился на образец с помощью алмазной пирамиды Виккерса на приборе ПМТ-3 при ее вдавливании и царапании полированного образца ситалла. Истинные размеры дефекта определялись на микроскопе ЛЮАМ И-3 при 1500 кратном увеличении. Установлено, что метод позволяет выявить дефекты протяженностью от 0,1 мм до 1 мкм. Отклонение индикаторного следа от истинного размера дефекта не превышает 10%.

Контроль структуры дефектности нарушенного шлифованием слоя ситалла на различных глубинах осуществлялся по микрофотографиям наиболее характерных участков поверхности образцов. Прецизионная фотосъемка поверхности осуществлялась на люминесцентном микроскопе ЛЮАМ И-3, позволяющем наблюдать объект исследования в ультрафиолетовом излучении.

Для химического травления образцов использовался раствор плавиковой и серной кислот следующих концентраций: 20% HF и 1% H₂SO₄. Величина слоя материала, удаляемого при травлении, измерялась от единой базы при установке образца на столе микроскопа поворотом его микрометрического винта. Точность измерения - 1 мкм. Этот метод позволяет получить неискаженную картину дефектности нарушенного слоя на различных уровнях, начиная от уровня обработанной поверхности и кончая выходом на глубину, характеризующую отсутствием следов разрушения материала, вызванных обработкой.

На рисунке 2 приведены микрофотографии дефектности образцов ситалла АС-418 на различных уровнях залегания, полученные с использованием метода люминесцентной дефектоскопии.

Контроль структуры дефектности на различных глубинах осуществлялся по микрофотографиям наиболее характерных участков поверхности образцов. В качестве критерия оценки структуры дефектного слоя выбраны: глубина проникновения дефектов (h , мкм); относительная величина (площадь) размера единичного максимального микродефекта ($S_{от}$), находящегося на рассматриваемом участке обработанной поверхности и уровне травления: $S_{от} = n S_{исх}$, где $S_{исх}$ - площадь исходного дефекта структуры ситалла, принятая за единицу, величина известная для каждой марки ситалла, n - коэффициент согласования размеров дефектов - структурного и внесенного обработкой; относительная плотность дефектов $S_{общ}$, определяемая отношением площади, занятой дефектами, ко всей исследуемой площади образца.

Раньше расчет параметров дефектности осуществлялся вручную с помощью миллиметровых сеток, накладываемых на микрофотографии. Вся процедура расчета, предполагающая при вариации лишь одного из входных технологических параметров обработку не менее ста пятидесяти фотографий, вручную занимает значительное время, отличается субъективностью оценок и требует значительного числа вычис-

лений, связанных с определением как самих размеров дефектов, так и со статистической обработкой полученных результатов. Перечисленные трудности сдерживали применение метода капиллярной дефектоскопии в производственных условиях. Для их преодоления была разработана автоматизированная система анализа микрофотографий дефектной поверхности образцов [4].

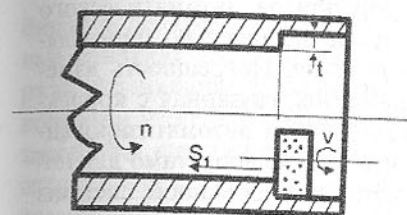


Схема внутреннего шлифования

Алмазный круг: 1А1

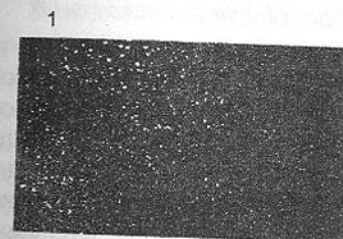
100x32x3x3 -

А 400/315-4-М1.

Режим шлифования:

$V=36$ м/с; $n=80$ об/мин;

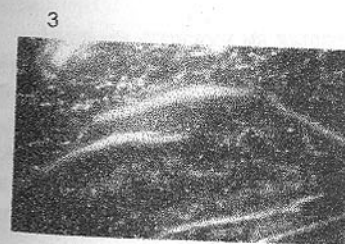
$S_1=8,8$ мм/мин; $t=1$ мм



$h=0$ мкм



$h=90$ мкм



$h=110$ мкм



$h=140$ мкм

Рисунок 2 - Микрофотографии дефектности образцов ситалла АС-418 на разных глубинах залегания. Увеличение 75 раз.

1 - Исходная дефектность структуры. Размеры микротрещин от 6 до 8 мкм.

2, 3, 4 - Дефектность, вызванная обработкой. Длина единичного максимального дефекта - 240 мкм.

Система построена на базе комплекса аппаратных средств (ПЭВМ IBM PC/AT и сканер) и специального программного обеспечения. С помощью сканера микрофотографии оцифровываются и вводятся в память ПЭВМ. Комплекс программ позволяет автоматически повысить контрастность фотографий, выделить области дефектов и рассчитать усредненные и интегральные характеристики дефектов, установить математические зависимости параметров дефектности от варьируемых технологических характеристик процесса обработки.

С целью проверки правильности результатов автоматического обсчета фотографий параметры дефектности параллельно определялись вручную с помощью миллиметровой сетки. Погрешность измерений каждого из рассматриваемых параметров, связанная с корректровкой исходных фотографий и особенностями автоматизированного счета, составила от 6,2% до 12,4%, что вполне допустимо для инженерных исследований. Применение автоматизированной системы анализа микрофотографий позволяет повысить скорость обсчета по сравнению с ручным вариантом в десятки раз при соблюдении требуемой точности расчетов параметров дефектности.

Рассмотренная методика важна для оценки степени влияния на глубину и структуру дефектного слоя входных параметров процесса резания: схемы шлифования; технологических и конструктивных особенностей алмазного инструмента, необходимого уровня его режущей способности; режимов шлифования; вида технологической среды и так далее. Полученные сведения являются определяющими при назначении рациональных значений припусков для каждого перехода абразивной обработки. На основании полученных результатов разработаны рекомендации по организации технологического процесса обработки изделий из ситалла [4].

Перечень ссылок

1. Дубовик В.Н., Райхель А.М. Дефектность и уровни прочности ситаллов// Проблемы прочности. 1984. N 7. С.79-84.
2. Зависимость дефектности изделий из ситаллов от технологических параметров процесса шлифования/В.В. Бурмистров, Л.П. Калафатова, А.М. Райхель, О.А. Непомнящий/ Труды Украинского института стекла.- Константиновка, 1994. - Вып. 1, С.171-179.
3. Долговечность в условиях изгиба комбинированно упрочненного сподуменового ситалла/ В.Н. Дубовик, А.М. Райхель, О.А. Непомнящий, Л.Г. Ивченко// Проблемы прочности. 1990. N 2. С.126-128.
4. Калафатова Л.П. Диагностика качественных характеристик шлифованных изделий из технических ситаллов/ Высокие технологии в машиностроении: диагностика процессов и обеспечение качества: Материалы 6-го международного научно-технического семинара. - Харьков: ХГПУ. 1996. С.61-63.

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ СТРУЖКИ ПО ВИНТОВЫМ КАНАВКАМ ОСЕВЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Мальпико И.А., Киселёва И.В.

Известно, что при сверлении стандартными свёрлами отверстий глубиной более трёх диаметров происходит пакетирование стружки в стружечных канавках инструмента. При этом крутящий момент возрастает в 3...4 раза, что приводит к увеличению крутильной деформации инструмента и, в конечном итоге, к его поломке [1]. Допустимо предположить, что при пакетировании стружки скорость её движения будет равна нулю и пропускная способность стружечных канавок также становится нулевой. Для предотвращения пакетирования необходимо, чтобы скорость движения стружки, определяющая производительность инструмента, была больше нуля ($V_z > 0$).

В настоящее время для предотвращения пакетирования рекомендуется периодически выводить инструмент из отверстия и удалять стружку [2] или увеличивать угол наклона стружечной канавки ω [1]. Однако в проведенных исследованиях не устанавливаются функциональные зависимости между стружкоотводом и параметрами технологической системы. Это не позволяет в каждом конкретном случае найти оптимальные параметры, обеспечивающие стабильный отвод стружки и максимальную производительность технологической системы.

Целью данной работы является разработка математической модели транспортировки стружки по винтовым канавкам вращающегося инструмента.

Подъем стружки на высоту не более двух диаметров осуществляется за счёт сил подпора, т.е. сил, возникающих при стружкообразовании. Для подъёма на большую высоту необходимы другие источники сил. Такими силами могут быть инерционные [3] или гравитационные [4] силы, возникающие вследствие вращательного движения инструмента.

В работе принято допущение, что частица стружки является массой, сосредоточенной в одной материальной точке. Стружечная канавка инструмента (свёрла, зенкера, развёртки, метчики) представляет собой винтовую поверхность с углом наклона ω , которая определяет положение на ней материальной точки в любой момент времени.

Система сил, действующих на стружку при вращении инструмента и отсутствии СОЖ, показана на рис.1.

В начальный момент времени материальная точка М находится на оси ОУ. За время t инструмент повернётся на угол $\epsilon = \omega \cdot t$. Так как материальная точка движется с проскальзыванием на угол ϕ , то относительно инструмента она переместится на угол $\psi = \epsilon - \phi$.

При установившемся движении стружка непрерывно поднимается

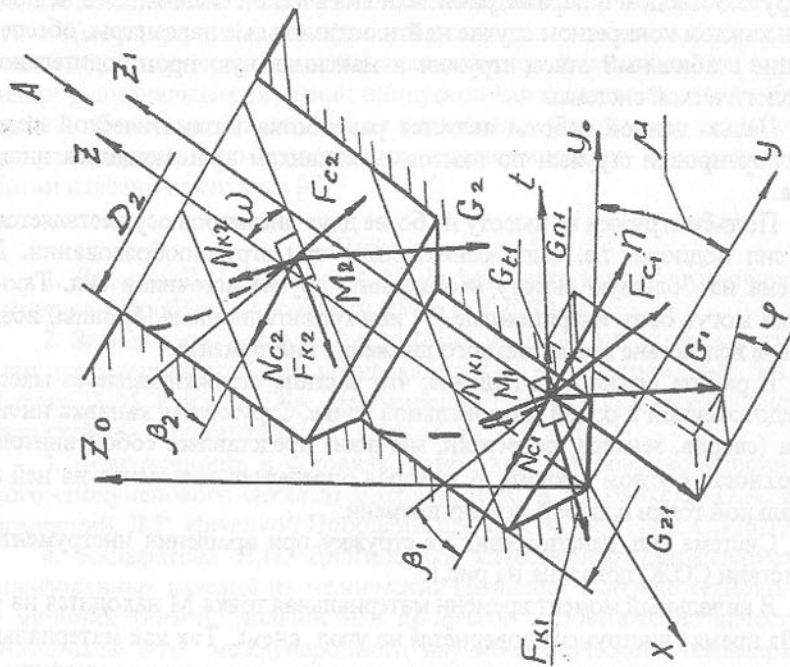
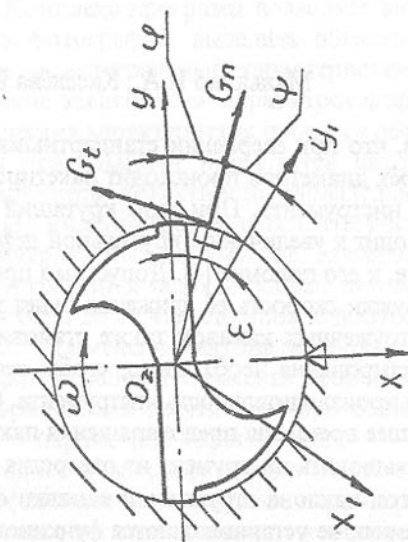


Рисунок 1. Силы, действующие на стружку

вверх по винтовой канавке за счет сил инерции. При этом скорость поступательного перемещения стружки относительно инструмента будет V_z , а скорость перемещения стружки относительно обрабатываемого отверстия $V_z = V_z - S_m$. Для сообщения поступательного движения стружке инструмент должен совершать вращательное (переносное) движение с угловой скоростью ω вокруг вертикальной оси z и движение скольжения (относительное) с угловой скоростью ψ вокруг сердцевины инструмента. В результате частица стружки будет двигаться по винтовой траектории с углом подъема β .

Движение материальной точки (частицы стружки M) по наклонной винтовой поверхности описывается уравнением Лагранжа второго рода по обобщенной координате относительно неподвижной системы координат XYZ:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi},$$

где

Q_{φ} - обобщенная сила;

φ - обобщенная координата;

$T = \frac{G V^2}{2q}$ - кинетическая энергия материальной точки.

$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}$ - скорость перемещения частицы в направлении обобщенной силы.

Скорости перемещения частицы по осям координат x, y, z определяются зависимостями:

$$V_x = R \dot{\varphi} \cos \varphi;$$

$$V_y = -R \dot{\varphi} \sin \varphi;$$

$$V_z = b \dot{\psi} - S_m,$$

где

R - радиус, на котором происходит контакт частицы стружки с обработанной поверхностью инструмента, т.е. наружный радиус инструмента;

S_m - минутная подача;

φ - угол поворота в абсолютном движении;

$\dot{\varphi}$ - угловая скорость абсолютного движения частицы;

ψ - угол поворота в относительном движении частицы;

$b = \frac{R}{\tan \omega}$ - параметр винтовой линии.

Значение обобщенной силы из уравнения Лагранжа после подстановки значений $\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}$ и $\frac{\partial T}{\partial \varphi}$ определится:

$$Q_{\omega} = \frac{G}{q}(R^2 + b^2)\dot{\varphi}. \quad (1)$$

Обобщённая сила относительно неподвижной системы координат XU определится зависимостью:

$$Q_{\omega} = RF_x \left(\sin\varphi \cos\omega - \frac{\cos\omega}{\operatorname{tg}\omega} - \sin\omega \cos\varphi \right) + \\ + RF_c \left(\sin\varphi \cos\beta + \cos\beta \cos\varphi - \frac{\sin\beta}{\operatorname{tg}\omega} \right) - RG \frac{\cos\mu}{\operatorname{tg}\omega}, \quad (2)$$

где

$F_x = N_k f_k$ - сила трения, возникающая между стружкой и стружечной канавкой;

$F_c = N_c f_c$ - сила трения, возникающая между стружкой и обработанной поверхностью;

f_k и f_c - коэффициенты трения между стружкой и, соответственно, стружечной канавкой и обработанным отверстием.

Значения сил F_k и F_c определяются из рис.1 относительно подвижной системы координат znt . Координата t направлена по касательной к окружности, образованной от вращения точки M и перпендикулярна координате z . Уравнение движения частицы стружки в подвижной системе координат znt имеет вид:

$$\sum F_{(z)} G \sin\mu \sin\varphi - Rm\dot{\psi} - N_x \cos\omega - F_x \sin\omega + F_c \cos\beta = 0, \\ \sum F_{(n)} N_x \sin\omega - F_x \cos\omega - F_c \sin\beta - mb\dot{\psi} - G \cos\mu = 0, \quad (3) \\ \sum F_{(n)} P_y - N_c - G \sin\mu \cos\varphi = 0,$$

где

$\ddot{\psi} = \frac{d^2\psi}{dt^2}$ - ускорение относительного перемещения частицы стружки;

$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt}$ - угловая скорость относительного перемещения стружки;

$P_y = Rm(\omega_0 - \dot{\psi})^2$ - центробежная сила инерции, включающая силу Кориолиса;

N_k - нормальная реакция стружечной канавки;

N_c - нормальная реакция поверхности обрабатываемого отверстия;

G - вес частицы стружки;

$m = \frac{G}{q}$ - масса частицы стружки;

μ - угол поворота системы координат znt .

Исследованиями [5] установлено, что при вертикальном положении винтового конвейера условия транспортировки сыпучих материалов являются самыми неблагоприятными, при этом $\varphi=0$. Причем увеличение угла μ в диапазоне от 0° до 30° практически не оказывает влияния на производительность. Поэтому на данном этапе исследований определяем минимально

допустимое значение угла ω для случая, когда $\mu=0...30^\circ$, а $\varphi=0$.

Минимально допустимый угол наклона стружечной канавки ω соответствует относительной скорости скольжения стружки $\varphi=0$, тогда $\beta=0$.

Подставив значение обобщённой силы (1) и сил трения, определяемых из системы (3), в уравнение (2) для установившегося движения, когда $\dot{\psi}=0$, получим равенство вида:

$$\frac{G \cos\mu \operatorname{tg}\varphi_x}{\sin^2\omega - \cos\mu \operatorname{tg}\varphi_x \sin\omega} - \frac{G \cos\mu \cos\omega}{\sin\omega} + [R_m(\omega_0 - \dot{\psi})^2 + G \sin\mu] \operatorname{tg}\varphi_c = 0. \quad (4)$$

Отсюда угловая скорость $\dot{\psi}$ перемещения частицы стружки относительно стружечной канавки инструмента будет равна:

$$\psi = \omega_0^2 - \sqrt{\frac{q}{R} \left\{ \frac{\cos\mu}{\operatorname{tg}\varphi_c} [\operatorname{ctg}\omega + \operatorname{tg}\varphi_x (1 + \operatorname{ctg}^2\omega)] - \sin\mu \right\}}, \quad (5)$$

где

$\varphi_k = \operatorname{arctg} f_k$ - угол трения между стружкой и стружечной канавкой инструмента;

$\varphi_c = \operatorname{arctg} f_c$ - угол трения между стружкой и обработанной поверхностью.

Существует такое минимальное значение скорости вращения шнека и, следовательно, инструмента, при котором скорость транспортировки частицы $V_z=0$ [4].

Это обусловлено тем, что скольжение частицы стружки относительно стружечной канавки вызвано силами трения F_c . Величина этой силы определяется центробежной силой, зависящей от угловой скорости инструмента, т.е. $F_c=f(\omega_0)$. Поэтому очевидно существует критическая скорость ω_k , ниже которой сила трения F_c не обеспечивает скольжение стружки относительно инструмента при скорости вращения $\omega_0 < \omega_k$ стружка будет вращаться вместе с инструментом и $V_z=0$, а это возможно только при $\dot{\psi}=0$. Тогда из уравнения (5) найдём значение критической угловой скорости:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{q}{R} \left\{ \frac{\cos\mu}{\operatorname{tg}\varphi_c} [\operatorname{ctg}\omega + \operatorname{tg}\varphi_x (1 + \operatorname{ctg}^2\omega)] - \sin\mu \right\}}.$$

Из этого уравнения можно определить оптимальное значение угла наклона стружечной канавки инструмента, обеспечивающее надёжный отвод стружки, для соответствующих значений μ , ω_0 , φ_c , φ_k , R ,

$$\omega = \operatorname{arctg} \frac{1}{x},$$

где

$$x = - \frac{1 \pm \sqrt{1 - 4 \operatorname{tg}\varphi_x \left(\frac{\omega_0^2 R \operatorname{tg}\varphi_x}{q \cos\mu} + \frac{\sin\mu \operatorname{tg}\varphi_c}{\cos\mu} + \operatorname{tg}\varphi_x \right)}}{2 \operatorname{tg}\varphi_x}.$$

Анализ разработанной математической модели показал, что для пред-

отвращения пакетирования стружки в стружечных канавках инструмента необходимо, чтобы скорость её движения относительно оси инструмента была больше нуля. Основным конструктивным параметром инструмента, обеспечивающим это движение, является угол наклона стружечной канавки. Причём при любом соотношении параметров технологической системы существует минимально допустимая величина угла наклона, при которой скорость движения стружки будет больше нуля.

Силой, обеспечивающей движение стружки вверх, является центробежная сила, приводящая к появлению силы трения между стружкой и стружечной канавкой и стружкой и стенкой обработанного отверстия. Увеличение коэффициента трения между стружкой и стенками отверстия, вследствие увеличения шероховатости его поверхности, увеличивает скорость движения стружки. В то же время увеличение коэффициента трения между стружкой и стружечной канавкой уменьшает эту скорость. Поэтому стружечные канавки инструмента рекомендуется полировать.

Увеличение диаметра инструмента увеличивает скорость движения стружки и уменьшает вероятность её пакетирования.

Перечень ссылок

1. Дечко Е.М. Сверление глубоких отверстий в сталях. - Минск: Высшейшая школа. - 1979. - 232 с.
2. Краткий справочник металлиста / Под общ. Ред. Орлова П.П., Скоорохова Е.А. изд. перераб. и дополн. - М.: Машиностроение, 1986. - 960 с.
3. Катанов Б.А., Кузнецов В.И. Определение закономерности движения одиночной частицы по шнеку // Известия вузов. Горный журнал, 1972, №2, С 40-46.
4. Алимов О.Д., Манжесов В.К., Мамасандов М.Т. Теория вертикальных шнековых механизмов. - Фрунзе: ИЛИМ, 1978. - 155 с.
5. Лурье А.И. Аналитическая механика. - М.: Физматгиз, 1961. - 824 с.

СВЯЗЬ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ, ОСНАЩЕННЫХ ОСЕВЫМ КОМБИНИРОВАННЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Малышко И.И.

Установлено, что всегда существует непосредственная качественная связь между производительностью и надежностью технологических систем непрерывного действия (ТСНД). Поэтому важной задачей является установление и анализ количественной взаимосвязи между этими параметрами.

Математическое выражение для функции надежности имеет вид /1/

$$P(t) = e^{-w(t)}, \quad (1)$$

где $w(t)$ - параметр потока отказов.

Каждая технологическая система представляет собой комплекс устройств различного функционального назначения, работающих на одну конечную цель.

Для ТСНД роторного типа наиболее характерными категориями внецикловых потерь является:

- нарушение плотности технологического потока на входе линии и внутри линии;
- замена изношенного инструмента и установка нового;
- осмотр, смазка, чистка линии;
- наладка и настройка всех механизмов линии.

Ожидаемая величина фактической производительности роторной линии рассматривается как количество выпускаемой продукции в единицу времени с последнего технологического ротора с учетом собственных потерь производительности собственных роторов /1/

$$P_0 = \frac{u_p}{t_p + \sum t_n + t_x}, \quad (2)$$

где u_p - количество гнезд;

t_p - длительность рабочих ходов;

t_x - длительность холостых ходов инструментов в роторе;

t_n - суммарное время потерь из-за отказов.

При $t_{n1} = t_{n2} = t_n$ суммарное время потерь определяется

$$\sum t_n = (\theta_{cm} \omega_{un} + \theta_{np} \omega_{np}) m + \theta_{cm} \omega_{tm},$$

где θ_{cm} - среднее время единичных простоев при смене инструмента;

θ_{np} - среднее время единичных простоев при пропусках линии;

$\theta_{\text{м}}$ - среднее время единичных простоев при восстановлении транспортных механизмов;

$\omega_{\text{ур}}$ - параметры потока независимых отказов по инструменту;

$\omega_{\text{пр}}$ - параметры потока независимых отказов по пропускам позиций.

m - количество технологических роторов.

Л.И. Волчкевичем установлено, что отказы в работе автоматических линий составляют до 20% от всех отказов и находятся на втором месте после отказов, связанных с пропусками загрузки заготовок в рабочие позиции.

На основании анализа литературных источников [1, 2, 3] установлено, что с увеличением числа роторов число отказов в системе увеличивается.

Анализ технологической, цикловой и ожидаемой действительной производительности показал:

- с увеличением числа гнезд роторов технологическая и цикловая производительность возрастает.

- число роторов, объединенных в ТСНД, на величины технологической и цикловой производительности не влияет.

- с увеличением числа элементов в технологической системе надежность технологических машин снижается. Абсолютная разница между технологической и ожидаемой производительностью имеет максимальное значение при большом числе гнезд роторов и при малом числе роторов, объединенных в ТСНД.

- с экономической точки зрения при высоких стойкостях инструмента для повышения производительности целесообразнее учитывать число инструментов в роторах, а не число роторов.

Все параметры, характеризующие работу ТСНД, по стабильности численных значений можно разделить на две категории.

Первая категория характеризуется стабильными параметрами, например, режимы резания, величины перемещения инструментов и рабочих механизмов.

Вторая категория параметров, определяющая производительность и работоспособность ТСНД, относится к случайным величинам, численные значения которых могут находиться в широком диапазоне. К ним прежде всего нужно отнести отказы, связанные с режущим инструментом - это его износ, пакетирование стружки и т.д.

Поскольку целью исследований в работе является определение влияния вида режущего инструмента (одномерного и комбинированного) на эффективность работы ТСНД, то основными исследуемыми параметрами являются отказы, связанные с инструментом.

Испытания проводились на машинах роторного типа, путем наблюдений за работой инструмента до момента его замены при обработке ступенчатого отверстия диаметром 10,2 мм и 12,4 мм одномерными сверлами и комбинированным инструментом (КИ). Учитывая, что исследования проводились в произ-

водственных условиях, то принимался технологический критерий износа. В качестве технологического критерия для сверлильной операции принимается скрип, соответствующий, как правило, моменту полного затупления сверла. Кроме того учитывались поломки сверл и выкрашивание режущих кромок.

Стойкость инструмента является случайной величиной, полной характеристикой которой является закон ее нормального распределения.

Для оценки эффективности работы ТСНД, оснащенной КИ, используют среднюю стойкость инструмента в минуту или количество обработанных деталей.

По данным исследований [3, 5, 6, 7] установлено, что для таких отказов как стойкость инструмента характерным является закон нормального распределения. Исследования, выполненные Кацевым П.Г., показали, что распределение стойкости сверл может описываться различными законами распределения, в зависимости от комбинаций качества инструмента и условий эксплуатации, но близких к нормальному закону распределения. Это подтверждается в исследованиях Клусова И.А. [1], что для роторных линий характерным является распределение стойкости при механической обработке по нормальному закону.

Среднеарифметическое время работы инструмента определяется числом обработанных деталей

$$x = \frac{\sum t k_i}{n}, \quad (3)$$

где k_i - частота повторяемых одинаковых значений x ;
 n - объем выборки.

Дисперсия выборки определяется

$$S = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2 k_i}{n}}. \quad (4)$$

Анализ экспериментальных данных показывает, что отказы в работе ступенчатых сверл возникают по следующим причинам:

- износ первой ступени (70 %);
- выкрашивание зубьев второй ступени (21 %);
- поломка лапки хвостовика (10 %).

Несколько иной характер имеют отказы при работе одномерными сверлами. Лимитирующей ступенью в отношении износа является сверло диаметром 10,2, что соответствует первой ступени ступенчатого сверла. При обработке отверстий ступенчатым сверлом, среднее количество обработанных отверстий (деталей) составило 435 шт. В это время при обработке одномерными сверлами диаметром 10,2 среднее количество отверстий, обработанных между двумя пе-

рეტочками составило 515 отверстий, а для диаметра 12,4 - 550. Причем при работе одномерными сверлом преобладал износ по задней поверхности:

- для сверл диаметром 10,2 - 75 %;
- для сверл диаметром 12,4 - 93,4 %.

Отказы, связанные с поломками одномерных инструментов составили для сверл диаметром 10,2 - 0 %, а для диаметра 12,4 - 6,6 %.

Выкрашивание режущих кромок для сверл диаметром 10,2 - 0 %, для сверл диаметром 12,4 - 6,6 %.

Для проверки гипотезы: существенность отличия количества деталей, обработанных ступенчатым сверлом, у которого лимитирующей ступенью является диаметр 10,2 мм, обладающего меньшей стойкостью, воспользуемся отношением дисперсий

$$T_1 = \frac{S_2}{S_1} \quad (5)$$

Для вероятности 0,05 определим табличное значение $T_n / 8 /$. При числе опытов для ступенчатого сверла $n_1 = 19$, $k_1 = n_1 - 1 = 18$, $n_2 = 15$, $k_2 = 14$.

Тогда расчетное значение $T_1 = 2,5$, табличное $T_p = 2,35$.

Отличие двух выборок считается существенным при условии, что $T_n > T_1$.

Так как $2,5 > 2,35$, то выборки отличаются существенно. Это говорит о том, что стойкость комбинированного инструмента по лимитирующей ступени имеет больше отказов, чем это наблюдается у одномерного сверла с диаметром, соответствующим диаметру лимитирующей ступени.

Выполненные экспериментальные исследования показали, что 30 % отказов для КИ связаны с выкрашиванием режущих кромок и поломками сверла. Это прежде всего связано с резанием упрочненной стружки, второй ступенью, выходящей из-под первой. Устранение этого недостатка возможно за счет прекращения движения стружки при врезании второй ступени в обрабатываемый материал. Для устранения указанных недостатков предложен способ предохранения сверла от поломок и подана заявка на изобретение.

Перечень ссылок.

1. Клусов И. А. Технологические системы роторных машин. - М.: Машиностроение, 1976 г. - 230 с.
2. Дружинин Г. В. Надежность устройств. Автоматика. - М.: Энергия, 1964 - 280 с.
3. Волчков Л. И. Комплексная автоматизация производства. - М.: Машиностроение, 1983 - 269 с.

4. Шаумян Г. А. Комплексная автоматизация производства. - М.: Машиностроение, 1973. - 380 с.

5. Кацев П. Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. Изд. 2-е, переработанное и дополненное. - М.: Машиностроение, 1974. - 250 с.

6. Невельсон Н. С. Автоматическое управление точностью обработки на металлорежущих станках - Л.: Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1984 - 184 с.

7. Добрянский А. И. Применение агрегатирования в машиностроении. Изд. 2-ое, переработанное и дополненное. - М.: Машиностроение, 1972 - 215 с.

8. Солонин И. С. Математическая статистика в технологии машиностроения. Изд. 2-е, переработанное и доп. - М.: Машиностроение, 1972 - 215 с.

СИСТЕМА ШЛИФОВАНИЯ С УПРАВЛЯЮЩИМИ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ КРУГА

Матюха П.Г.

Одним из условий повышения эффективности алмазного шлифования труднообрабатываемых материалов является преодоление технологического противоречия, образуемого необходимостью прочного закрепления алмазных зерен в матрице алмазонасного слоя с целью более полного использования уникальных режущих свойств алмаза, и обеспечением обновления рабочей поверхности круга (РПК), без которого режущая способность РПК с течением времени обработки снижается, в результате чего отдельные технологические показатели могут выйти за допустимые пределы.

Избежать снижения режущей способности круга в процессе обработки можно за счет придания кругу свойства самозатачивания. Однако этот прием обладает невысокой оперативностью, так как рецептура круга, обеспечивающая самозатачивание рабочей поверхности, подбирается для обработки конкретных или, в лучшем случае, узкой гаммы материалов.

В настоящее время все более широко для целей поддержания режущей способности кругов на металлической связке используются электроэрозионные и электро-физикохимические воздействия на РПК, которые совмещаются во времени с процессом обработки. При этом интенсивность удаления связки согласуется с задачами стабилизации выходных показателей обработки и сохранения определенных параметров РПК постоянными, что дает право такие воздействия на РПК отнести к управляющим.

Успешное решение задачи стабилизации выходных технологических показателей посредством управляющих воздействий на РПК неразрывно связано с раскрытием основных внутренних связей системы шлифования с управляющими воздействиями на РПК как двух подсистем - подсистемы резания и подсистемы управляющих воздействий, выявлении процессов и компонентов, образующих подсистемы.

Рассмотрим условия функционирования подсистем резания и управляющих воздействий, которые обеспечивают стабильность выходных технологических показателей в процессе функционирования системы шлифования с управляющим воздействием на РПК в целом, на основе взаимодействия процессов, образующих подсистемы.

По аналогии со структурой системы резания, разработанной М.И.Клушиным [1], процессы, происходящие при удалении припуска алмазными зернами, можно объединить в две группы. Первая группа процессов (рис. 1), совершающихся одновременно и объединенных многочисленными прямыми и обратными связями, составляет подсистему резания. Это образование на изделии новой поверхности (1), превращение срезаемого слоя в стружку (3), изнашивание поверхностей зерна (5). Вторая груп-

па процессов - процессы системообразующие по отношению к подсистеме резания: упругая и пластическая деформация срезаемого материала в условной плоскости сдвига (2), трение между стружкой и передней поверхностью зерна (4), трение между обработанной поверхностью и задней поверхностью зерна (6).

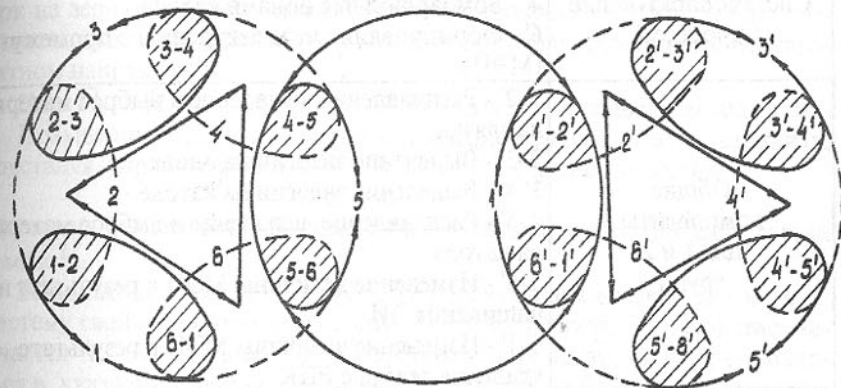


Рисунок 1 - Процессы и компоненты, образующие подсистемы резания и управляющих воздействий

Процессы обеих групп имеют по два компонента, каждый из которых принадлежит одновременно одному из процессов первой и одному из процессов второй групп, что иллюстрирует системообразующую роль процессов второй группы по отношению к первой.

1-2 - первичная деформация удаляемого материала передней поверхностью зерна под действием нормальных напряжений;

2-3 - стадия сдвига удаляемого слоя материала под действием касательных напряжений;

3-4 - вторичная деформация стружки в результате трения о переднюю поверхность зерна;

4-5 - изнашивание передней поверхности зерна;

5-6 - изнашивание задней поверхности зерна;

6-1 - вторичная пластическая деформация обработанной поверхности в результате трения задней поверхности зерна.

Группы процессов и компоненты, образующие подсистему управляющих воздействий электроэрозионным способом, приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Процессы и компоненты, составляющие подсистему управляющих воздействий электроэрозионным способом

Группы процессов	Процессы и компоненты
1 группа Подсистема управляющих воздействий	1' - Образование новой РПК 3' - Протекание электроэрозионных разрядов 5' - Изнашивание электрода-инструмента (ЭИ)
2 группа Системообразующие процессы	2' - Бомбардировка электронами анода 4' - Бомбардировка ионами катода 6' - Формирование межэлектродного промежутка (МЭП)
Общие компоненты для 1 и 2 групп	1'-2' - Расплавление, испарение и выброс материала связи 2'-3' - Выделение энергии на аноде 3'-4' - Выделение энергии на катоде 4'-5' - Расплавление, испарение и выброс материала катода 5'-6' - Изменение величины МЭП в результате изнашивания ЭИ 6'-1' - Изменение величины МЭП в результате удаления связи с РПК

Взаимосвязь и взаимообусловленность функционирования подсистем резания и управляющих воздействий как единой системы, определяется наличием прямых и обратных связей между процессом изнашивания поверхности зерна 5, принадлежащим подсистеме резания, и процессом образования новой РПК 1', принадлежащим подсистеме управляющих воздействий.

Так как образование новой РПК происходит в результате удаления из связи наиболее выступающих зерен, которые, как правило, имеют наибольшие размеры контактных площадок, то параметры РПК будут находиться в квазистационарном состоянии, если при управляющих воздействиях будет реализован следующий основной принцип: "Время удаления τ_y объема связи V_c , достаточного для перевода зерен с наибольшими размерами контактных площадок на задних поверхностях зерен из устойчивого состояния в неустойчивое в результате функционирования подсистемы управляющих воздействий, должно быть равно времени образования критических параметров РПК при функционировании подсистемы резания".

Математическая запись этого условия имеет вид

$$V_y = V_c \text{ при } \tau_y = \tau_k, \quad (1)$$

где V_y - объем связи, удаленной с поверхности круга в результате управляющих воздействий;

τ_k - время образования критических параметров РПК.

Разделив V_c на τ_k , получим требуемую интенсивность удаления связи в процессе управляющих воздействий, обеспечивающую стабильные параметры РПК, а соответственно, и выходные показатели шлифования

$$P = \frac{V_c}{\tau_k}$$

Если интенсивность удаления связи в процессе управляющих воздействий $P_y < P$, то система в результате роста размеров контактных площадок на зернах и увеличения количества одновременно работающих зерен вследствие уменьшения разности высотности эволюционирует в неблагоприятном направлении.

При $P_y > P$ и $\tau_y = \tau_k$ будет наблюдаться повышенный расход алмазов. Повышенный расход алмазов в последнем случае можно устранить, осуществляя управляющие воздействия на РПК с периодичностью

$$\tau_k = \tau_k - \tau_y,$$

где τ_y - время управляющих воздействий, необходимое для удаления связи объемом V_c .

Выполнение условия (1) в процессе управляющих воздействий наделяет систему свойством, отсутствующим у ее компонентов. Это свойство заключается в том, что в процессе обработки параметры РПК будут находиться в квазистационарном состоянии, а система не будет эволюционировать в неблагоприятном направлении в результате изменения параметров РПК, как это имеет место при обычном шлифовании.

При функционировании системы шлифования с управляющими воздействиями на РПК связь между первичными входными параметрами, которыми можно варьировать, и вторичными выходными параметрами не прямая, а опосредованная. С одной стороны, первичные параметры через характеристики рабочей поверхности круга в статике, кинематику процесса, элементы режима резания определяют формы единичных срезов, размеры которых, с учетом физико-механических свойств обрабатываемого материала, определяют нагрузку на единичное зерно, а также условия образования контактных площадок на задних поверхностях зерен, которое приводит к изменению их разности высотности. С другой стороны, режимы управляющих воздействий определяют показатели процесса удаления связи, а следовательно, условия обновления РПК, оказывая тем самым влияние на системообразующие процессы подсистемы резания. Функционирование системообразующих процессов характеризуется показателями, являющимися структурообразующими параметрами для системы шлифования с управлением параметрами РПК в целом.

Наиболее важными структурообразующими параметрами системы шлифования с управлением параметрами РПК являются:

- размеры условной плоскости сдвига, величина касательных напряжений в плоскости сдвига, интенсивность пластической деформации при стружкообразовании;

- силы стружкообразования и усредненный коэффициент трения стружки о переднюю поверхность зерна;

- размеры площадки контакта задней поверхности зерна с поверхностью резания, закон распределения и величина нормальных и касательных напряжений в зоне контакта, силы на контактной площадке и средний коэффициент трения;

- показатели управляющих воздействий: энергия единичных воздействий, удаляемый единичным воздействием объем связки, частота следования единичных воздействий и др.;

- проекции сил резания на единичном зерне и шлифовальном круге на координатные оси, а также температура шлифования;

- пленки вторичных структур, возникающие в результате физико-химических и химических реакций новых поверхностей, образующихся при резании, с воздухом и технологической средой;

- топография износа единичных зерен и интенсивность изнашивания шлифовального круга, параметры РПК: количество зерен на единице площади рабочей поверхности, параметры статистических законов распределения разновысотности вершин зерен, количество активных зерен, объем межзеренного пространства.

При фиксированных значениях первичных параметров системообразующие процессы и структурообразующие параметры однозначно предопределены, между ними устанавливается некоторое динамическое равновесие, которое и определяет значения вторичных параметров.

Таким образом, для реализации процесса шлифования со стабилизацией выходных технологических показателей с помощью управляющих воздействий необходимо:

- назначить режимы функционирования подсистемы резания;
- описать эволюцию подсистемы резания и определить время формирования критических параметров РПК;
- определить интенсивность удаления связки в процессе управляющих воздействий и режимы этих воздействий.

Выводы:

- раскрыты основные внутренние связи подсистем резания и управляющих воздействий, составляющих систему шлифования с управляющими воздействиями на РПК;
- предложен основной принцип, реализация которого в процессе управляющих воздействий обеспечивает стабилизацию выходных технологических показателей шлифования.

Перечень ссылок

1. Клушин М.И. Система резания: ее структура, интегративные свойства и функции// Резание и инструмент. 1985. Вып. 33. С. 33-36.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ СДВИГА В УСЛОВИЯХ РЕЗАНИЯ С ПОМОЩЬЮ МОДИФИКАЦИИ МАКГРЕГОРА-ФИШЕРА

Матюха П.Г., Полтавец В.В.

Силы, необходимые для осуществления процесса резания, зависят от параметров среза, определяемых кинематикой процесса, контактными явлениями между стружкой, поверхностью резания и поверхностью инструмента, а также от сопротивления обрабатываемого материала пластическому деформированию.

В общем случае сопротивление материала пластическому деформированию, определяемое совместным влиянием процессов упрочнения и разупрочнения, является функцией температуры, величины деформации и скорости деформации /1/, т.е.

$$\sigma = f(T, \varepsilon, \dot{\varepsilon}),$$

где σ - текущее значение напряжения сопротивления деформации, МПа;

T - температура деформации, К;

ε - относительный сдвиг;

$\dot{\varepsilon}$ - скорость относительного сдвига, с⁻¹;

В зоне стружкообразования сопротивление материала пластической деформации приближенно характеризуется средней величиной напряжения сдвига τ по условной плоскости сдвига /1/.

Для определения величины τ в температурно-скоростных условиях, характерных для резания, предложены ряд методик:

- расчет τ по измеренной твердости стружки /1, 2/;
- расчет касательного напряжения τ по осевому эффективному напряжению σ в момент прекращения деформации при сжатии образцов /3/;
- расчет τ и σ по измеренной твердости пластически деформированного тела H_n /3/;
- расчет напряжений сдвига по стандартным механическим характеристикам обрабатываемого материала /3/;
- экспериментальное определение условного напряжения резания при обработке холодных /4/ либо подогретых заготовок /1/;
- расчет τ графоаналитическим методом по результатам испытаний на разрыв образцов, нагретых до различных температур, с учетом скорости деформации /5/;
- определение τ с помощью модификации К. Макгрегора и И. Фишера /1, 6/.

Как показал анализ перечисленных методик, достоинством определения τ с помощью модификации Макгрегора-Фишера является возможность нахождения напряжений сдвига по данным стандартных испытаний, приведенным в технической литературе, что значительно упрощает опреде-

ление напряжений сдвига в температурно-скоростных условиях, характерных для резания.

Модификация К. Макгрегора и И. Фишера базируется на экспериментально проверенном факте, в соответствии с которым напряжение σ является функцией только абсолютной температуры, т.е.

$$\sigma = f[T(1 - k \ln(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0}))]. \quad (1)$$

Постоянная k в уравнении (1) может быть выбрана так, что изменение напряжения при температуре T_0 и скорости $\dot{\epsilon}_0$ будет таким же, как и при скорости $\dot{\epsilon}$ и температуре $T(1 - k \ln(\dot{\epsilon}/\dot{\epsilon}_0))$. При этом $T(1 - k \ln(\dot{\epsilon}/\dot{\epsilon}_0))$ является температурой, модифицированной по скорости деформации

$$T_m = T(1 - k \ln(\dot{\epsilon}/\dot{\epsilon}_0)). \quad (2)$$

Из (2) ясна идея модификации, заключающаяся в том, что если известна зависимость какой-либо характеристики обрабатываемого материала (например, σ_s , HV) от температуры, то всегда можно найти зависимость этой характеристики от скорости деформации по уравнению (2).

Определение τ_s в температурно-скоростных условиях, характерных для резания, осуществляется в четыре этапа.

На первом этапе по данным о влиянии скорости деформации и температуры на величину σ , имеющимся для обрабатываемого материала в технической литературе, рассчитывают коэффициент k

$$k = \frac{T_0 - T_m}{T_0 \ln(\dot{\epsilon}/\dot{\epsilon}_0)}.$$

На втором этапе определяют отношение T_m/T в диапазоне скоростей резания, характерных для исследуемого процесса обработки.

На третьем этапе, используя отношение T_m/T и имеющиеся зависимости характеристик обрабатываемого материала (σ_s , HV) от температуры, полученные стандартным методом испытания при низкой скорости деформации, находят зависимости модифицированных характеристик (σ_{sm} , HV_m) от температуры, которая учитывает скорость деформации для конкретных условий резания.

На четвертом этапе, используя полученные зависимости модифицированных характеристик от температуры, а также известные [3] соотношения $\tau_s = 0,185(HV_m)$ или $\tau_s = \sigma_{sm}/\sqrt{3}$, получают уравнения, описывающие влияние температурно-скоростных факторов на величину касательных напряжений в условиях резания.

С помощью описанной методики были определены напряжения сдвига при алмазном шлифовании быстрорежущих, высоколегированных и титановых сплавов. Установлено, что влияние температурно-скоростных

факторов на величину касательных напряжений при шлифовании этих материалов может быть описано линейной зависимостью

$$\tau_s = C - \alpha T. \quad (3)$$

Параметры уравнения (3) для расчета напряжений сдвига приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Значения C и α в уравнении (3) для высоколегированных, быстрорежущих сталей и титановых сплавов

Обрабатываемый материал	Состояние	C, МПа	α , МПа/К
Быстрорежущие стали P18, P14Ф4, P12Ф3	Закаленные	1761	0,185
Высоколегированные стали X12Ф1, X12М, 9Х5Ф, Х6ВФ, Х6В3ФМ	Закаленные	1697	0,148
Титановый сплав ВТ-14	Отожженный	671	0,236
Титановый сплав ВТ-14	Термически упрочненный	829	0,317
Титановый сплав ВТ-3-1	Отожженный	770	0,329
Титановый сплав ВТ-3-1	Термически упрочненный	899	0,357

Выводы:

- модификация Макгрегора-Фишера позволяет получить зависимости, отражающие влияние температурно-скоростных условий резания на величину касательных напряжений в условной плоскости сдвига без проведения трудоемких экспериментов;

- получены уравнения, описывающие влияние температурно-скоростных факторов на величину касательных напряжений в условиях шлифования, и определены параметры уравнений для быстрорежущих, высоколегированных сталей и титановых сплавов.

Перечень ссылок

1. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента.- М.: Машиностроение, 1983.- 352 с.
2. Томленов А.Д. Теория пластического деформирования металлов.- М.: Металлургия, 1972.- 408 с.
3. Розенберг А.И., Еремин А.Н. Элементы теории процесса резания металлов.- Свердловск: Машгиз, 1956.- 319 с.
4. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов.- М.: Машиностроение, 1974.- 316 с.
5. Корчак С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей.- М.: Машиностроение, 1974.- 280 с.
6. Евсеев Д.Г., Сальников А.Н. Физические основы процесса шлифования.- Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1978.- 129 с.

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ПОТОЧНО-ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Михайлов А. Н.

Одной из ответственных задач на этапе проектирования поточно-пространственных технологических систем (ППТС) [1] является правильный выбор параметров нормируемых показателей надежности ее элементов и подсистем. В этом случае, выполняется структурный анализ ее надежности, позволяющий раскрыть внутренние связи элементов, подсистем и всей ППТС в целом, что дает возможность установить закономерности этих связей и вести управление ими для достижения необходимых параметров надежности.

ППТС выполняется на базе нескольких поточно-пространственных технологических модулей (ППТМ) [1], которые состоят из технологических элементов, называемых блоками технологического воздействия (БТВ), скомпонованных в подсистемах, и обслуживающих элементов, обеспечивающих функционирование технологических элементов и их подсистем. При отказе части технологических элементов, ППТМ работает с неполной производительностью и выпускает часть продукции. Поэтому в ряде случаев, целесообразно не останавливать ППТМ или ППТС после первого отказа технологического элемента (БТВ), а продолжать работу до второго и более отказов. При отказе обслуживающих элементов ППТМ происходит отказ части подсистем или всего ППТМ. В связи с этим, ППТМ может работать с неполной производительностью подсистем или быть полностью неработоспособным.

На основании этого, в процессе автоматизированного проектирования ППТС и управления параметрами надежности необходимо определить вероятность сохранения не только полной и частичной производительности, но и вычислить вероятность сохранения производительности не менее заданной.

Вероятность сохранения полной производительности ППТС, состоящей из n ППТМ, за наработку t , определяется по следующей структурно-логической формуле надежности ППТС:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t),$$

где $P(t)$ - надежность ППТС за наработку t ;

$P_i(t)$ - надежность i -го ППТМ.

Учитывая то, что каждый ППТМ состоит из технологических и обслуживающих элементов, надежность i -го ППТМ определяется выражением:

$$P_i(t) = P_{ai}(t) P_{bi}(t) \quad (1)$$

где $P_{ai}(t)$ - надежность технологических элементов (БТВ) i -го ППТМ;

$P_{bi}(t)$ - надежность обслуживающих элементов i -го ППТМ.

Структурно-логическая формула надежности технологических элементов (вероятности сохранения полной производительности) i -го ППТМ имеет следующий вид:

$$P_{ai}(t) = \prod_{\eta_{i1}=1}^{\nu_{i1}} \dots \prod_{\eta_{i2}=1}^{\nu_{i2}} \prod_{\eta_{in}=1}^{\nu_{in}} P_{anl}(t), \quad (2)$$

где $P_{anl}(t)$ - вероятность безотказной работы η_l -го технологического элемента (БТВ).

Здесь

$$\eta_i = \{\eta_{i1}, \eta_{i2}, \dots, \eta_{in}\}.$$

Если вероятности безотказной работы $P_{anl}(t)$ технологических элементов выразить через интенсивность отказов, то выражение (2) можно представить следующим образом:

$$P_{ai}(t) = \prod_{\eta_{i1}=1}^{\nu_{i1}} \dots \prod_{\eta_{i2}=1}^{\nu_{i2}} \prod_{\eta_{in}=1}^{\nu_{in}} \exp \left[- \int_0^t \lambda_{anl}(\tau) d\tau \right], \quad (3)$$

где $\lambda_{anl}(\tau)$ - интенсивность отказов η_l -го технологического элемента.

Прделав соответствующие преобразования, выражение (3) будет иметь следующий вид:

$$P_{ai}(t) = \exp \left[- \sum_{\eta_{i1}=1}^{\nu_{i1}} \dots \sum_{\eta_{i2}=1}^{\nu_{i2}} \sum_{\eta_{in}=1}^{\nu_{in}} \int_0^t \lambda_{anl}(\tau) d\tau \right]. \quad (4)$$

В ППТМ все технологические элементы (БТВ) подобны друг другу и выполнены по аналогии. На основании этого можно записать:

$$P_{a1}(t) = P_{a2}(t) = \dots = P_{avi}(t) = P_a(t), \quad (5)$$

$$\lambda_{a1}(t) = \lambda_{a2}(t) = \dots = \lambda_{avi}(t) = \lambda_a(t). \quad (6)$$

Тогда выражения (2) и (4), для определения вероятности сохранения полной производительности технологических элементов i -го ППТМ, будут следующие:

$$P_{ai}(t) = P_a(t),$$

$$P_{ai}(t) = \exp \left[- \prod_{k=1}^p \nu_{ik} \int_0^t \lambda_a(\tau) d\tau \right].$$

Структурно-логическая формула надежности обслуживающих элементов i -го ППТМ имеет следующий вид:

$$P_{bi}(t) = \prod_{k=1}^p P_{ik}(t),$$

где $P_{bi}(t)$ - надежность k -й подсистемы обслуживающих элементов.

Вероятность безотказной работы подсистем обслуживающих элементов определим по следующей формуле:

$$\left. \begin{aligned} P_{i1}(t) &= \prod_{\eta_1=1}^{v_{1p}} \dots \prod_{\eta_{i-1}=1}^{v_{i-1}} \prod_{\eta_i=1}^{v_{i2}} P_{B1\eta_i}(t); \\ &\dots \\ P_{i(p-2)}(t) &= \prod_{\eta_{i(p-2)}=1}^{v_{i(p-2)p}} \dots \prod_{\eta_{i(p-1)}=1}^{v_{i(p-1)p}} P_{B(p-2)\eta_i}(t); \\ P_{i(p-1)}(t) &= \prod_{\eta_{ip}=1}^{v_{ip}} P_{B(p-1)\eta_i}(t); \\ P_{ip}(t) &= P_{Bp\eta_i}(t) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $P_{Bk\eta_i}(t)$ - вероятность безотказной работы η -го обслуживающего элемента k -ой подсистемы.

Выражая вероятности безотказной работы обслуживающих элементов через интенсивность отказов будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} P_{i1}(t) &= \prod_{\eta_1=1}^{v_{1p}} \dots \prod_{\eta_{i-1}=1}^{v_{i-1}} \prod_{\eta_i=1}^{v_{i2}} \exp \left[- \int_0^t \lambda_{B1\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \\ &\dots \\ P_{i(p-2)}(t) &= \prod_{\eta_{i(p-2)}=1}^{v_{i(p-2)p}} \dots \prod_{\eta_{i(p-1)}=1}^{v_{i(p-1)p}} \exp \left[- \int_0^t \lambda_{B(p-2)\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \\ P_{i(p-1)}(t) &= \prod_{\eta_{ip}=1}^{v_{ip}} \exp \left[- \int_0^t \lambda_{B(p-1)\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \\ P_{ip}(t) &= \exp \left[- \int_0^t \lambda_{Bp\eta_i}(\tau) d\tau \right], \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $\lambda_{Bk\eta_i}(\tau)$ - интенсивность отказов η -го обслуживающего элемента k -й подсистемы.

После преобразований, выражение (8) можно представить следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} P_{i1}(t) &= \exp \left[- \sum_{\eta_1=1}^{v_{1p}} \dots \sum_{\eta_{i-1}=1}^{v_{i-1}} \sum_{\eta_i=1}^{v_{i2}} \int_0^t \lambda_{B1\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \\ &\dots \\ P_{i(p-2)}(t) &= \exp \left[- \sum_{\eta_{i(p-2)}=1}^{v_{i(p-2)p}} \dots \sum_{\eta_{i(p-1)}=1}^{v_{i(p-1)p}} \int_0^t \lambda_{B(p-2)\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \\ P_{i(p-1)}(t) &= \exp \left[- \sum_{\eta_{ip}=1}^{v_{ip}} \int_0^t \lambda_{B(p-1)\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \\ P_{ip}(t) &= \exp \left[- \int_0^t \lambda_{Bp\eta_i}(\tau) d\tau \right]; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Позиции обслуживающих элементов в каждой своей подсистеме подобны друг другу. Поэтому вероятности безотказной работы обслуживающих элементов k -й подсистемы можно принимать равными:

$$P_{Bk1}(t) = P_{Bk2}(t) = \dots = P_{Bkvi}(t) = P_{Bk}(t) \quad (10)$$

$$\lambda_{Bk1}(\tau) = \lambda_{Bk2}(\tau) = \dots = \lambda_{Bkvi}(\tau) = \lambda_{Bk}(\tau) \quad (11)$$

Учитывая выражение (10) система уравнений (7) будет следующей:

$$\left. \begin{aligned} P_{i1}(t) &= P_{B1}(t); \\ &\dots \\ P_{i(p-2)}(t) &= P_{B(p-2)}(t); \\ P_{i(p-1)}(t) &= P_{B(p-1)}(t); \\ P_{ip}(t) &= P_{Bp}(t). \end{aligned} \right\}$$

Принимая во внимание выражение (11), система уравнений (9) будет иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} P_{i1}(t) &= \exp \left[- \sum_{k=2}^p v_{ik} \int_0^t \lambda_{Bk}(\tau) d\tau \right]; \\ &\dots \\ P_{i(p-2)}(t) &= \exp \left[- \sum_{k=p-1}^p v_{ik} \int_0^t \lambda_{Bk}(\tau) d\tau \right]; \\ P_{i(p-1)}(t) &= \exp \left[- v_{ip} \int_0^t \lambda_{B(p-1)}(\tau) d\tau \right]; \\ P_{ip}(t) &= \exp \left[- \int_0^t \lambda_{Bp}(\tau) d\tau \right]. \end{aligned} \right\}$$

В ППТМ, вероятность безотказной работы обслуживающих элементов значительно выше вероятности безотказной работы технологических элементов. Поэтому обычно при определении вероятности сохранения полной производительности i -го ППТМ следует принимать $P_{Bi} = 1$.

На рис.1 приведена зависимость вероятности сохранения полной производительности (вероятность безотказной работы) i -го ППТМ от общего числа технологических элементов (БТВ) в подсистемах. Расчет выполнен по формуле (1) при $P_{Bi}(t) = 1$ для четырех значений вероятности безотказной работы технологических элементов: график 1 - $P_a(t) = 0.985$, график 2 - $P_a(t) = 0.995$, график 3 - $P_a(t) = 0.998$, график 4 - $P_a(t) = 0.999$.

Анализируя графики рис.1 можно отметить, что при увеличении числа технологических элементов, вероятность сохранения полной производительности ППТМ резко уменьшается и особенно значительно при меньших значениях вероятности безотказной работы технологических элементов. При этом с увеличением вероятности безотказной работы технологических элементов можно получить заданную вероятность сохранения полной производительности ППТМ. Однако значительное увеличение вероятности безотказной работы технологических элементов в ряде случаев экономически нецелесообразно [2]. Поэтому в процессе проектирования ППТМ, если дальнейшее увеличение вероятности безотказной работы технологических элементов производить не выгодно, то здесь следует применять специальные методы, основанные на сохранении производительности ППТМ не менее заданной. В связи с этим, целесообразно ППТМ не останавливать после первого отказа технологического элемента (БТВ), а продолжать работу до

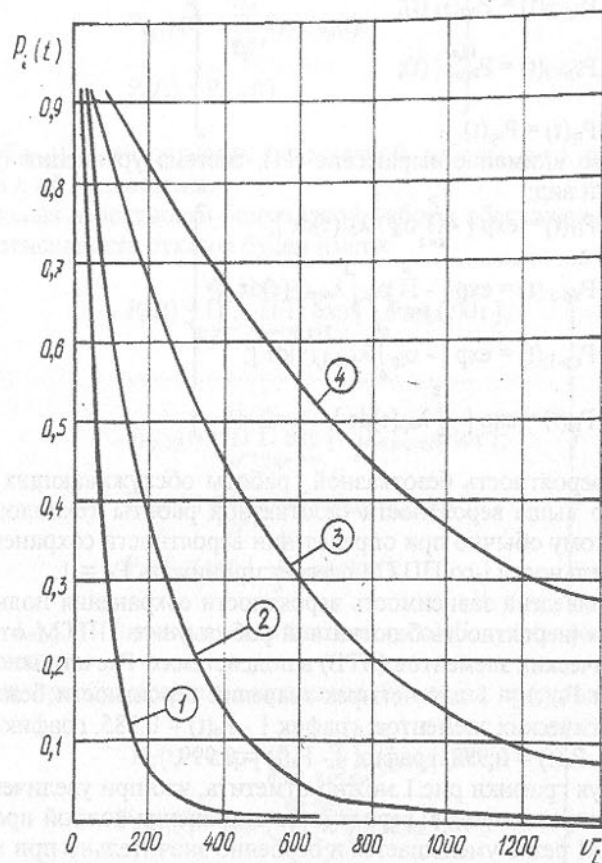


Рисунок 1 - Зависимость вероятности сохранения полной производительности i -го ППТМ от общего числа БТВ в подсистемах: 1 - при $P_a(t) = 0.985$, 2 - при $P_a(t) = 0.995$, 3 - при $P_a(t) = 0.998$, 4 - при $P_a(t) = 0.999$

второго и более отказов. При этом надежность i -го ППТМ следует определять как вероятность сохранения производительности не менее заданной [3].

Следует иметь ввиду, что для каждого i -го ППТМ, состоящего из v_i технологических элементов, для любых условий, возможные их состояния могут быть описаны следующим каноническим уравнением:

$$\sum_{\eta_i=0}^{v_i} P_{\eta_i, v_i}(t) = 1,$$

где $P_{\eta_i, v_i}(t)$ - вероятность появления η -го состояния технологических элементов i -го ППТМ.

При этом вероятность того, что производительность технологических элементов i -го ППТМ будет не менее заданной, определяется следующим выражением:

$$P_{z_i, v_i}(t) = \sum_{\eta_i=z_i}^{v_i} P_{\eta_i, v_i}(t),$$

где $P_{z_i, v_i}(t)$ - вероятность сохранения не менее заданной производительности технологических элементов i -го ППТМ;

z_i - количество технологических элементов, сохранивших работоспособность за наработку t .

Вероятность появления η -го состояния технологических элементов i -го ППТМ может быть определена по формуле (12), которая получена на основе формулы Бернулли:

$$P_{\eta_i, v_i}(t) = C_{v_i} P_a^{v_i - \eta_i} (1 - P_a(t))^{\eta_i} \quad (12)$$

где C_{v_i} - сочетания из v_i технологических элементов по η_i неотказавших технологических элементов i -го ППТМ;

v_{iB} - количество отказавших технологических элементов i -го ППТМ.

В случае когда i -й ППТМ содержит большое число технологических элементов использование формулы (12) затруднительно из-за сложности определения значения сочетания. При $A = v_i P_a(t)[1 - P_a(t)] > 10$ можно воспользоваться выражением (13), составленным по локальной теореме Лапласа [4]:

$$P_{\eta_i, v_i}(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi P_a(t)[1 - P_a(t)] \sum_{k=1}^P v_{ik}}} \exp \left[-\frac{x^2}{2} \right], \quad (13)$$

где

$$x = - \left[v_{iB} - (1 - P_a(t)) \sum_{k=1}^P v_{ik} \right] / \left[\sqrt{P_a(t)(1 - P_a(t)) \sum_{k=1}^P v_{ik}} \right].$$

На рис. 2 и 3 представлены графики зависимости сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ от числа отказов БТВ в подсистемах для четырех значений вероятности безотказной работы технологических элементов. Графики построены на основе выражения (1), в котором принято $P_{ai}(t) = P_{\eta i, vi}(t)$ и $P_{bi}(t) = 1$.

Здесь, весьма важно отметить, что даже при больших количествах технологических элементов в ППТМ $v_i = 600$, $v_i = 1000$ и низких значениях вероятности их безотказной работы можно получить необходимую вероятность сохранения не менее заданной производительности ППТМ. При этом число отказов технологических элементов будут составлять всего лишь 1-2% от общего их количества. С увеличением вероятности безотказной работы технологических элементов ППТМ вероятность сохранения не менее заданной производительности увеличивается, а число отказов уменьшается до 0.3%. Это позволяет существенно расширить технологические возможности ППТС в направлении резкого увеличения производительности.

При изучении надежности ППТМ в зависимости от отказов технологических элементов по подсистемам, следует использовать следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} P_{\eta i1, vi1}(t) &= C_{vi1}^{q_{i1}} P_a(t) [1 - P_a(t)]^{(v_{i1} - q_{i1})}; \\ P_{\eta i2, vi2}(t) &= C_{vi2}^{q_{i2}} P_a(t) P_{\eta i1, vi1}(t); \\ P_{\eta i3, vi3}(t) &= C_{vi3}^{q_{i3}} P_a(t) P_{\eta i2, vi2}(t); \\ &\dots \\ P_{\eta ip, vip}(t) &= C_{vip}^{q_{ip}} P_a(t) P_{\eta i(p-1), vi(p-1)}(t), \end{aligned} \right\}$$

где $P_{\eta ik, vik}(t)$ - вероятность безотказной работы η_{ik} технологических элементов из v_{ik} технологических элементов в k -ой подсистеме за наработку t .

При проектировании ППТС необходимо стремиться к тому, чтобы все технологические элементы всех ППТМ имели равную или кратную надежность. Однако в процессе проектирования в ряде случаев удается обеспечить равную надежность только по группам ППТМ в зависимости от их видов.

Для ППТС, состоящей из v технологических элементов, каноническое уравнение всех возможных соотношений имеет вид:

$$\sum_{\eta=0}^v P_{\eta, v}(t) = 1,$$

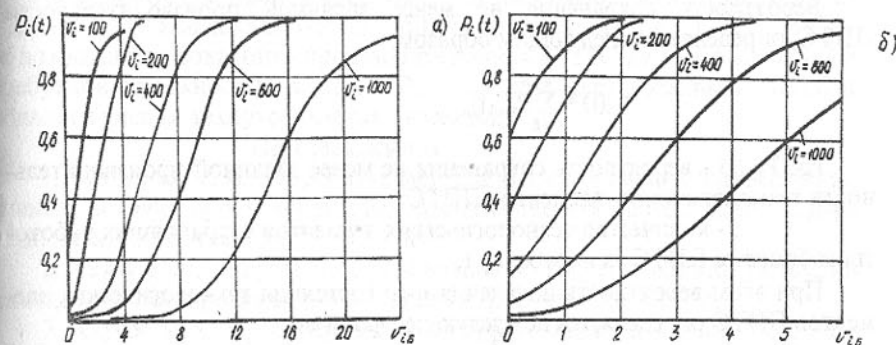


Рисунок 2 - Зависимость вероятности сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ от числа отказов БТВ в подсистемах: а - $P_a(t) = 0.985$, б - $P_a(t) = 0.995$

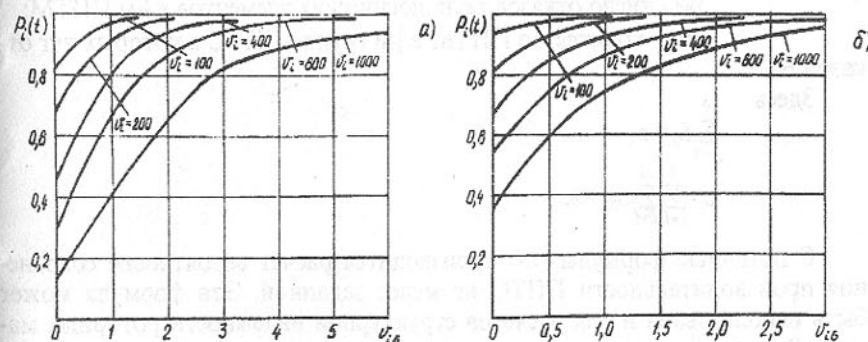


Рисунок 3 - Зависимость вероятности сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ от числа отказов БТВ в подсистемах: а - $P_a(t) = 0.998$, б - $P_a(t) = 0.999$

где $P_{\eta,v}(t)$ - вероятность появления η -го состояния технологических элементов ППТС, состоящей из v технологических элементов.

Вероятность сохранения не менее заданной производительности ППТС, определяется следующим образом:

$$P_{z,v}(t) = \sum_{\eta=z}^v P_{\eta,v}(t),$$

где $P_{z,v}(t)$ - вероятность сохранения не менее заданной производительности технологических элементов ППТС;

z - количество технологических элементов сохранивших работоспособность в ППТС за наработку t .

При этом вероятность появления η -го состояния технологических элементов ППТС определяется по следующей формуле:

$$P_{\eta,v}(t) = \prod_{j=1}^R [C_{sj} \prod_{l=1}^{S_j} [C_{ul} P_{aj}(t)]^{\eta_l} (1 - P_{aj}(t))^{n_l}] \prod_{i=1}^n P_{vi}(t), \quad (14)$$

где $P_{aj}(t)$ - вероятность безотказной работы БТВ j -й группы ППТМ;

S_j - число ППТМ, надежность БТВ которых $P_{aj}(t)$;

R - число групп ППТМ в ППТС с различной надежностью технологических элементов;

η_l - количество технологических элементов в l -м ППТМ в которых нет отказов;

v_l - общее количество технологических элементов l -го ППТМ;

v_{l6} - число отказов технологических элементов в l -м ППТМ;

η_{sj} - количество ППТМ в j -й группе ППТС в которых нет отказов БТВ.

Здесь

$$\sum_{j=1}^R S_j = n,$$

$$v = \sum_{j=1}^R \sum_{l=1}^{S_j} v_{l6} = \sum_{l=1}^n v_l.$$

С помощью формулы (14) производится расчет вероятности сохранения производительности ППТС не менее заданной. Эта формула может быть использована и для расчетов структурной надежности роторных машин. Результаты полученные при расчете надежности автоматической роторной линии по формуле (14), структурная схема которой приведена в работе [3], аналогичны результатам этой работы.

Таким образом, при значительном увеличении количества элементов ППТС резко уменьшается вероятность сохранения ее полной производительности. Увеличение вероятности сохранения полной производительности можно выполнить только за счет увеличения вероятности безотказной работы элементов ППТС, что в ряде случаев экономически не целесообразно. В связи с этим, при проектировании и эксплуатации ППТС необ-

ходимо использовать метод сохранения производительности не менее заданной. При этом целесообразно ППТС не останавливать после первого отказа элементов, а продолжать работу до появления нескольких отказов элементов, составляющих 1-3% от общего числа элементов ППТС. Это даст возможность сохранить производительность ППТС не менее заданной с требуемой надежностью всей ППТС, что позволяет создавать ППТС с большим числом технологических элементов.

Перечень ссылок

1. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем. Дисс. ...Д-ра техн. наук. - Харьков: ХПИ, 1992. - 498 с.
2. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. - М.: Машиностроение, 1986. - 224 с.
3. Клусов И.А. Проектирование роторных машин и линий: Учеб. Пособие для студ. Машиностр. спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с.
4. Математический энциклопедический словарь. - М.: Советская энциклопедия, 1988. - 847 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РАЗРАБОТКИ И МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

Нечепаяев В.Г.

Известно широкое применение струй жидкости в технике. Например, весьма эффективно энергетический потенциал струй жидкости используется при механизации горных работ, в частности, при гидромониторной разработке, когда для разрушения углей и пород используются струи различных давлений и диаметров.

Однако использование струй в качестве средства транспортирования сыпучих материалов весьма ограничено, главным образом, вследствие отсутствия соответствующей теоретической базы. В то же время, во многих случаях имеют место объективные условия создания высокопроизводительных исполнительных органов и устройств для разных машин на основе использования гидромеханического воздействия струй жидкости на сыпучие материалы, обеспечивающего высокую эффективность транспортирования.

Так, например, в металлообрабатывающей промышленности одним из основных условий высокопроизводительной и точной обработки заготовок в условиях автоматизированного производства является наличие эффективной системы своевременной эвакуации стружки - сыпучего материала - из зоны резания. Невыполнение этого условия накладывает существенные ограничения на производительность и точность обработки.

Особую актуальность этот вопрос приобретает при обработке отверстий, фрезеровании глубоких и профильных пазов, фрезеровании лабиринтов и т.д. Известно, что отделенная стружка может иметь твердость, существенно более высокую по сравнению с твердостью обрабатываемого материала вследствие поверхностного упрочнения (наклепа, закалывания и т.д.). Поэтому в случае, когда образующаяся в процессе резания стружка повторно затягивается в зону резания (циркулирует), это может приводить к значительному снижению ресурса режущего инструмента, к разрушению его режущих кромок, снижению точности и повышению шероховатости обрабатываемых поверхностей, повышению затрат энергии.

В настоящее время в автоматизированном производстве используются два основных способа эвакуации стружки из зоны резания - пневмоотсос и гидросмыв. Первый из них используют в основном при образовании стружки в виде мелкой крошки и пыли. Второй - в основном для удаления алюминиевой стружки. Оба способа являются неэффективными для удаления элементной и витой металлической стружки из отверстий, глубоких и профильных пазов, лабиринтов и др. В то же время в существующих металлорежущих системах уже имеются существенные предпосылки создания высокопроизводительных систем эвакуации стружки.

Во-первых, в условиях работы автоматических линий достаточно широко применяется гидравлическая система уборки и транспортирования стружки. Гидротранспорт, в котором в качестве транспортного средства используют СОЖ, позволяет избавиться от громоздких механических конвейеров, снизить эксплуатационные расходы и увеличить надежность транспортных систем. Безнапорным гидротранспортом перемещают стальную и чугунную стружку, стружку цветных металлов. Для гидросмыва стружки из-под автоматических линий используют также направленные струи жидкости под давлением. Естественно, что напорным гидротранспортом также можно убирать чугунную и стальную стружку, стружку цветных металлов и шламы.

Во-вторых, в последнее время в практике металлообработки широкое применение находит подача СОЖ напорной струей в зону резания. Многочисленными исследованиями и опытом промышленного применения доказаны существенные преимущества подачи СОЖ напорной струей на операциях точения, строгания, фрезерования и протягивания при обработке деталей из высоколегированных сталей, жаропрочных сплавов и чугунов. Тонкая струя СОЖ направляется в зону контакта режущей кромки инструмента с обрабатываемой заготовкой со стороны задней грани лезвия. Подача осуществляется под давлением 1,5-2,5 МПа через сопла с выходными отверстиями диаметром до 0,8 мм при расходе $Q=12...125$ л/мин. В этом случае энергетический потенциал струй жидкости используется только для доставки СОЖ непосредственно в зону резания.

Применение подачи СОЖ высоконапорной струей имеет и некоторые недостатки:

- трудность обеспечения в производственных условиях точного направления струи СОЖ на режущую кромку инструмента;
- необходимость тщательной очистки СОЖ, чтобы исключить засорение сопла механическими примесями;
- необходимость оснащения станка специальной насосной станцией;
- сильное разбрызгивание.

Очевидно, что эти трудности преодолимы при создании современных металлорежущих систем.

Исходя из вышеуказанного и учитывая накопленный опыт эксплуатации систем с высоконапорными струями, логично предложить удаление стружки из зоны резания за счет энергетического потенциала струй жидкости. Наиболее актуально это при фрезеровании глубоких и профильных пазов, фрезеровании лабиринтов, круговом фрезеровании отверстий и др. Устройство для подачи струй жидкости в этом случае располагается в непосредственной близости от зоны резания, не препятствуя работе режущего инструмента. Оно либо "привязано" к системе координат станка и перемещается эквидистантно траектории движения режущего инструмента,

либо имеет собственный привод и управляется от системы ЧПУ, либо закреплено неподвижно.

При возникновении опасности повторного затягивания стружки в зону резания включается подача высоконапорной струи, направленной в место скопления стружки. С достаточной точностью этот момент может быть установлен при помощи светочувствительных элементов (фотосопротивлений), при помощи тензодатчиков (по увеличению момента сил сопротивления при резании) и т.д. Конструктивно более простым вариантом является циклическая кратковременная подача высоконапорной струи заданной длительности. Параметры струи определяются из условия удаления (выноса) стружки из опасной зоны.

Для снижения требований к используемой насосной установке подача СОЖ с целью охлаждения и смазки и с целью удаления стружки может осуществляться при циклической работе одного и того же устройства. Причем параметры струй (давление, расход жидкости и др.) могут быть различны для режимов охлаждения-смазки и удаления стружки.

Наиболее перспективным представляется комплексный подход к решению проблемы охлаждения-смазки, промывки базовых поверхностей заготовок, удаления стружки из зоны резания и дальнейшего ее транспортирования за счет использования энергии высоконапорных струй. В этом случае для решения всех перечисленных проблем может использоваться единая силовая и насосная установка, работающая циклически в импульсном режиме.

В горной промышленности одним из основных условий высокопроизводительной работы очистных комбайнов является обеспечение эффективной выгрузки угля из зоны резания. Поскольку исполнительные органы современных очистных комбайнов одновременно производят и разрушение пласта и погрузку разрушенного угля, для нормальной их работы должно обеспечиваться превышение производительности погрузки угля над производительностью по его разрушению. В противном случае наблюдается интенсивная циркуляция угля, заключающаяся в перебросе транспортируемого угля из зоны резания в зону, где он подвергается вторичному воздействию рабочих элементов органа. Затем следует возврат угля в зону резания; в дальнейшем этот цикл повторяется многократно. В результате циркулирующий уголь занимает значительную часть (до 50 %) рабочего объема исполнительного органа, возрастают удельные энергозатраты выгрузки (достигая и превышая величину удельных энергозатрат процесса резания), снижается сортность добываемого угля, повышается пылеобразование. Таким образом, недостаточная погрузочная способность исполнительных органов современных очистных комбайнов существенно (в некоторых условиях до 2-3 раз) ограничивает их теоретическую производительность по выемке угля, ухудшает условия труда и экологию. Причем повышение мощности привода исполнительного органа, даже многократное, не позволяет решить эту задачу, поскольку напряженное

состояние циркулирующего угля обуславливает нелинейную характеристику момента сил сопротивления погрузки. Известные попытки, например [1], решить проблему за счет выбора рациональных параметров исполнительных органов хотя и обеспечили существенный эффект, однако не позволили снять ограничение производительности по выгрузке.

В то же время для борьбы с пылью в зону резания и транспортирования угля подается жидкость (вода с небольшими добавками) под давлением до 3,2 МПа с расходом до 200 л/мин, энергетический потенциал которой практически не используется. С учетом изложенного логичным представляется использовать, полностью или частично, энергетический потенциал подводимых с целью орошения струй жидкости для повышения эффективности процесса транспортирования за счет дополнительного гидромеханического воздействия струй на транспортируемый уголь.

В технических решениях, предложенных в [2], устранение циркуляции угля и увеличение осевой скорости его выгрузки достигается путем воздействия на расположенный в межлопастном пространстве шнека уголь направленным потоком жидкости. Поток жидкости в этом случае выполняет также функции орошения и пылеподавления.

Недостаточная транспортирующая способность исполнительных органов фронтальных агрегатов для выемки тонких пологих угольных пластов также ограничивает их потенциальную производительность, хотя физическая картина процесса транспортирования угля в этом случае иная. В транспортируемом агрегатом угле циклически формируется интенсивное напряженное состояние, обусловленное преодолением потоком угля замкнутого контура, образованного несущими конструкциями агрегата. Оно характеризуется давлением на рабочих поверхностях исполнительного органа (каретках) порядка 3 МПа. Формирование интенсивного напряженного состояния угля сопровождается значительным возрастанием удельных энергозатрат транспортирования, повышенным пылеобразованием, снижением сортности и, как следствие, существенным снижением производительности выгрузки.

В то же время борьба с пылью при работе фронтальных агрегатов, также как и в случае очистных комбайнов, ведется путем подачи в зону резания и транспортирования жидкости под давлением до 3,2 МПа и расходом до 200 л/мин. В технических решениях, предлагаемых автором, снижение интенсивности напряженного состояния угля достигается за счет дополнительного гидромеханического воздействия на транспортируемый уголь, находящийся в зоне формирования максимального напряженного состояния.

Таким образом, имеется ряд примеров (их число можно продолжить), когда гидромеханическое воздействие струй жидкости на сыпучие материалы, подлежащие перемещению (удалению, транспортированию) определяет производительность технологических машин. Причем во многих случаях применение устройств с гидромеханическим воздействием на сы-

пучую среду является единственным обоснованным вариантом технических решений, позволяющим при соответствующих параметрах полностью снять ограничения, накладываемые на производительность технологических машин недостаточной эффективностью существующих конструкций их транспортирующих органов и устройств.

Вместе с тем в настоящее время практически отсутствуют исследования потоков жидкости как средства для эвакуации и транспортирования сыпучих материалов. В связи с этим представляется актуальным с единых теоретических позиций рассмотреть и установить основные закономерности гидромеханического воздействия струй жидкости на различные сыпучие материалы - металлическую и неметаллическую стружку, разрушенный уголь, руды различных металлов и т.д. и на этой основе разработать методику определения основных параметров устройств, предназначенных для гидромеханического воздействия на сыпучие материалы.

Анализ литературных источников показал, что достаточно полно теоретически исследованы только затопленные непрерывные струи, к которым относят струи, распространяемые в среде с той же плотностью, вязкостью и с такими же физическими свойствами. Незатопленные же водяные струи имеют плотность вещества жидкости больше плотности среды (воздуха), в которую они истекают, а характер физических явлений при истечении воды из насадок в предлагаемых технических решениях отличен от тех явлений и закономерностей, которые имеют место при газовых затопленных струях. Поэтому для моделирования предлагаемых систем с гидромеханическим воздействием струй на сыпучие материалы необходимо установить и проанализировать зависимости, позволяющие определить основные параметры незатопленных струй.

Для теоретического определения силы давления струи жидкости на твердую преграду используют гидравлическое уравнение количества движения (уравнение секундного количества движения) [3]

$$\sum P_x = Q_m (V_{2x} - V_{1x}). \quad (1)$$

Смысл этого уравнения заключается в следующем: при переходе от одной выделенной в потоке контрольной поверхности к другой поверхности сумма проекций на любую координатную ось внешних сил P_x , действующих на отсек потока между контрольными поверхностями, равна произведению массового расхода потока Q_m на приращение проекций на ту же ось средних скоростей жидкости V_{2x} и V_{1x} , движущейся через контрольные поверхности.

После преобразований гидравлического уравнения количества движения (1), получают силу давления перед насадком

$$P_x = 2 \mu \phi \omega_H \rho g H, \quad (2)$$

где ρ - плотность жидкости;

μ - динамическая вязкость жидкости;

ϕ - коэффициент скорости;

ω_H - живое сечение потока;

g - ускорение свободного падения;

H - напор.

Зависимость (2) может быть использована при моделировании и определении параметров устройств, предусматривающих подвод жидкости непосредственно в зону транспортирования сыпучего материала. В этом случае взаимодействие потока жидкости с потоком сыпучего материала предусматривается непосредственно в конце насадка, как например, в одном из технических решений в соответствии с [2].

Однако, уравнение (2) справедливо только для начального участка струи. С удалением от насадка сила уменьшается - это легко показать, применяя уравнение Бернулли для двух сечений горизонтальной струи относительно плоскости сравнения, проходящей по ее оси. В этом случае можно записать:

$$\alpha_1 v_1^2 / 2g = \alpha_2 v_2^2 / 2g + H_{\text{пот.}},$$

где α - коэффициент Кориолиса.

Потери напора $H_{\text{пот.}}$, обусловленные действием внешней среды, трением и завихрением частиц, приводят к уменьшению кинетической энергии, а следовательно, и к уменьшению средней скорости V_2 по мере удаления струи от места ее выхода из насадка.

В соответствии с уравнением неразрывности снижение скорости по длине вызывает расширение струи. Этот процесс сопровождается захватом частиц внешней среды струей, следовательно, расходуется кинетическая энергия - струя затормаживается и, наконец, разрушается. Незатопленная водяная струя, вылетающая из насадка, имеет три характерных участка: первый участок, называемый начальным (L_n), характеризуется наличием плотного ядра, в котором скорости и динамические давления постоянны и равны скорости и динамическому давлению при вылете струи из насадка; на втором участке, называемом основным ($L_{\text{осн}}$), струя воды, хотя и имеет еще сравнительно плотную центральную зону, но на поверхности уже насыщена пузырьками воздуха; на третьем участке, называемом неэффективным ($L_{\text{неэф}}$), струя состоит главным образом из разорванных струек и капель воды в воздушной среде.

Очевидно, что при разработке систем с гидромеханическим воздействием на сыпучие материалы с целью достижения наибольшей их эффективности следует использовать именно начальный участок струи, в пределах которого ядро сплошного нераспавшегося потока движется с постоянной скоростью, равной скорости истечения потока из отверстия насадка. Оценочно для водяных незатопленных струй, в частности, для гидромо-

ниторных, длина начального участка в соответствии с [3] может быть принята

$$L_n = (140-145)d_n,$$

где d_n - диаметр насадка.

В общем случае длина начального участка зависит от многих факторов, в первую очередь - от начальных параметров струи. В зависимости от начальных параметров струй, применяемых для гидромеханического воздействия, в [4] предложена их классификация (см. табл.1).

Таблица 1 - Классификация водяных струй

Группа струй	Диаметр насадка, d_0 , мм	Начальное давление, p_0 , МПа	Расход воды, Q , м ³ /ч	Рабочая длина струи L , м
1. Низконапорные водяные струи	50 - 190	0,3 - 2	500 - 4000	10 - 80
2. Водяные струи среднего давления	14 - 45	3 - 13	70 - 400	0,3 - 10
3. Водяные струи высокого давления	4,5 - 12	15 - 30	10 - 50	0,1 - 4
4. Тонкие водяные струи высокого давления	1 - 4	35 - 60	2 - 30	0,02 - 0,4
5. Струи сверхвысокого давления	0,2 - 0,9	70 - 300	2 - 22	0,005 - 0,05

Влияние начальных параметров струи на безразмерную длину начального участка устанавливается зависимостью, полученной экспериментально [5]

$$L_n/d_0 = f(Re).$$

Эта зависимость для низконапорных водяных струй и струй среднего давления (в соответствии с приведенной классификацией) выражается уравнением

$$L_n/d_0 = A - B Re,$$

где Re - число Рейнольдса для начального сечения струи, определяемое как

$$Re = v_0 d_0 / \nu,$$

где v_0 - скорость истечения струи;

d_0 - диаметр насадка;

ν - кинематический коэффициент вязкости (для воды при $t=20^\circ \text{C}$ $\nu=0,0101$);

A и B - эмпирические коэффициенты, значения которых определяются конструктивными особенностями струеформирующего устройства.

Эффективность предлагаемых транспортирующих устройств с дополнительным гидромеханическим воздействием на сыпучие материалы в конечном счете определяется величиной силы действия струи на перемещаемый материал.

Обобщение результатов экспериментальных исследований [4] по определению изменения силы действия струи на плоскую преграду в зависимости от расстояния между преградой и насадкой позволили установить, что с увеличением расстояния между насадкой и преградой сила действия струи вначале медленно растет, на некотором расстоянии от насадки достигает максимального значения, а затем начинает постепенно падать. Расстояние L , на котором сила действия струи достигает своего максимального значения, колеблется в пределах $L/d_0 = 60-200$. Следует подчеркнуть, что сила действия струи на преграду на некотором расстоянии от насадки возрастает, несмотря на уменьшение средней скорости и плотности жидкости. Объясняется это особенностями контактирования расширяющейся струи с плоской преградой.

Для получения зависимости, позволяющей определять силу действия струи на плоскую гладкую преграду, используется теорема о количестве движения. В результате получается уравнение для всех видов струй приведенной классификации

$$P = F_n \rho_{cp} v_{cp}^2, \quad (3)$$

где v_{cp} - средняя скорость струи на расстоянии L от насадка до преграды;

F_n - полная площадь поперечного сечения азрированной струи на расстоянии L от насадка;

ρ_{cp} - средняя плотность азрированной струи на расстоянии L от насадка.

Средняя скорость струи v на расстоянии L от насадка определяется исходя из выражения

$$p_x = \rho v_x^2 / 2. \quad (4)$$

После преобразования равенства (4) с учетом размерностей и коэффициента скорости получаем

$$v_x = 43,96 p^{0,5}_x, \text{ м/с.}$$

Здесь p - давление в МПа, а индекс x обозначает положение точки в сечении струи с определенными давлением и скоростью.

Средняя скорость по сечению струи определяется из выражения

$$v_{cp} = 43,96 p^{0,5}_{cp}.$$

В общем случае среднее динамическое давление струи $p_{cp} = f_1(p_0, L/d_0)$ и определяется по эмпирическим уравнениям в зависимости от вида струи.

Средняя плотность азрированной струи на расстоянии L от преграды $\rho_{cp} = f_2(\rho_0, L/d_0)$ и определяется также по эмпирическим уравнениям в зависимости от вида струи в соответствии с приведенной классификацией.

Полная площадь поперечного сечения азрированной струи на расстоянии L от насадка определяется из уравнения

$$F_n = (\pi d_0^2/4) (\mu/K_0)(p_0/p_{cp})^{0.5},$$

где K_0 - коэффициент, определяемый экспериментально для каждого вида струй, $K_0 = f_3(L/d_0)$.

Уравнение давления струи по ее сечению имеет вид

$$p_y/p_m = e^{-\psi \left(\frac{r_y}{r}\right)^2},$$

где p_y - динамическое давление струи в исследуемой точке сечения;

p_m - осевое динамическое давление струи в этом же сечении;

ψ - эмпирический коэффициент;

r_y - расстояние от оси струи до исследуемой точки струи;

r - радиус струи в исследуемом сечении.

При взаимодействии струи с наклонной плоской гладкой преградой уравнение (3) преобразуется к виду

$$P_n = (\pi d_0^2/4) (\mu/K_0)(p_0/p_{cp})^{0.5} \rho_{cp} v_{cp}^2 \sin \alpha,$$

где α - угол наклона плоской гладкой стенки к направлению движения струи.

При сосредоточенном воздействии струи жидкости на сыпучий материал в нем может образоваться углубление в виде воронки. Проведенными экспериментальными исследованиями установлено образование углублений в виде воронок при транспортировании углей мелких фракций. В этом случае в сыпучем материале создаются условия, отличные от условий, имеющих место при воздействии струи на плоскую преграду. Главной особенностью является отражение струи от массива, в результате чего создается дополнительная реактивная сила, повышающая эффективность воздействия струи на сыпучий материал. Сила действия струи на преграду с образованием мелкой воронки определяется также с использованием теоремы о количестве движения системы. Зависимость для определения силы в этом случае имеет вид

$$P_v = (\pi d_0^2/4) (\mu/K_0)(p_0/p_{cp})^{0.5} \rho_{cp} v_{cp}^2 (1 + \cos \beta), \quad (5)$$

где β - угол отражения струи воронкой.

При образовании воронки оптимальной глубины струя отражается от сыпучего массива под углом 180° и зависимость (5) преобразуется к виду

$$P_v = 2(\pi d_0^2/4) (\mu/K_0)(p_0/p_{cp})^{0.5} \rho_{cp} v_{cp}^2. \quad (6)$$

Следует иметь в виду, однако, что отраженная струя воды движется по шероховатой поверхности, а следовательно, имеет место некоторое рассеивание ее энергии. В реальных условиях вследствие этого коэффициент 2 в уравнении (6) снижается до величины 1,85 и менее. При транспортировании углей крупных фракций и стружки также может иметь место отражение струи. Роль воронки, поворачивающей струю, выполняют наклонные грани кусков угля и наклонные поверхности элементной и других видов стружки. Изменение угла отражения струи в этом случае имеет случайный характер и для конкретных материалов и условий транспортирования должно уточняться экспериментально.

На основе приведенных зависимостей с использованием средств математического пакета Mathcad 6.0 PLUS (Professional Edition) разработана и реализована на ПЭВМ программа определения основных параметров гидромеханического воздействия струй жидкости на транспортируемые сыпучие материалы различного типа.

Перечень ссылок

1. Нечепаяев В.Г. Исследование и определение параметров шнеков с переменным шагом очистных комбайнов для тонких пластов с целью повышения их погрузочной способности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Донецк, 1982.-20с.
2. Нечепаяев В.Г. Разработка исполнительного органа повышенной погрузочной способности для очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пластов // Известия вузов. Горный журнал, 1996, №1, С.110-114.
3. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учеб. для вузов.-М.: Недра, 1991.-331с.
4. Шавловский С.С. Основы динамики струй при разрушении горного массива.-М.: Наука, 1979.-174с.
5. Куклин И.С., Штукатуров К.М. Новое в методах изучения структуры гидромониторных струй. - Труды ИГД УФАН СССР, 1963, вып.3, С.25 - 31.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ СВАРКИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Оданович З., Смирнов А.Н., Неделькович Л.,
Петтик Ю.В., Джурджевич М.

Проблема автоматического оперативного контроля технологического процесса сварки в машиностроении включает в себя не только регламентирование геометрических признаков соединения, но и прогнозирование таких сопутствующих явлений как коробление сварного соединения, возникновение зон с высоким уровнем внутренних и остаточных напряжений, а также возможных структурных превращений, что в совокупности отрицательно влияет на работоспособность и долговечность сварных изделий машиностроения. Предотвращение образования мартенсита и повышенно хрупкого верхнего бейнита, а также других нежелательных явлений охрупчивания при охлаждении околошовного участка и зоны сварочного шва в области температур аустенизации является одной из актуальных задач, относящихся к проблеме структурных превращений при сварке. В принципе знание величин максимальной температуры нагрева и скоростей нагрева и охлаждения материала в течение полного термического цикла сварки в отдельных зонах сварного соединения может создавать соответствующие предпосылки для выбора оптимальных технологических параметров процесса сварки, обеспечивающих требуемое качество и надежность сварных соединений, которые нашли широкое применение в общем машиностроении [1-3].

В настоящей работе исследована возможность использования персонального компьютера для комплексной оперативной оценки скоростей нагрева и охлаждения стали в критической области температур 800-500 °К. Для этого использован прием регистрации температуры материала в околошовной зоне и трансляции полученных значений непосредственно в персональный компьютер для последующего анализа. При этом температура материала, измеряемая с помощью вмонтированной в свариваемое изделие термопары, регистрируется аналого-цифровым электронным преобразователем.

Для экспериментальной настройки и проверки возможностей оперативного управления процессом электродуговой сварки с помощью персонального компьютера были выполнены специальные тесты при наложении шва на пластины размером 150x300x10 мм из горячекатаной термически обработанной (закалка с отпуском) низколегированной стали 10ХН3МФ. Сварка производилась в полуавтоматическом режиме с плавящимся электродом в среде активного защитного газа (CO_2).

Схема установки термопар представлена на рисунке 1. Для измерения температуры были использованы Ni-NiCr термопары с диаметром проволоки 0,2 и 0,5 мм. При этом термопары большего диаметра устанавливались в местах наиболее приближенных к зоне электрической дуги. Показания термопар фиксировались аналого-цифровым преобразователем на 5-7 каналах одновременно со значениями сварочного напряжения и силы тока. Интервал времени между последовательным измерением по каждому отдельному каналу составлял 0,82 с. Пересчет зарегистрированных показаний термопар в абсолютные значения температур (°К) осуществлен по следующей формуле [4]:

$$T_k = A_0 + A_1 G + A_2 G^2 + \dots + A_n G^n,$$

где T_k - значение температуры, °К;

$A_0 \dots A_n$ - константы полинома;

G - значения величин напряжений в термопарах (В).

Точность вычисленных температур в диапазоне +543...+1673 °К составляет +0,05 °К /4/.

Скорость нагрева и охлаждения сварного шва в процессе электродуговой сварки в зависимости от температуры материала в функции времени определялись по формуле:

$$v = \frac{T_\tau - T_{\tau-\Delta\tau}}{\Delta t},$$

где v - скорость нагрева-охлаждения, °К/с;

T_τ - температура для значения времени τ , °К;

$T_{\tau-\Delta\tau}$ - температура для значения времени $\tau - \Delta\tau$, °К;

Δt - временной интервал между двумя последовательными измерениями, с.

Полученные экспериментальные значения температур и скоростей охлаждения сварного шва в критической области температур (800-500) °К для пяти образцов и различных параметров электродуговой сварки приведены в таблице.

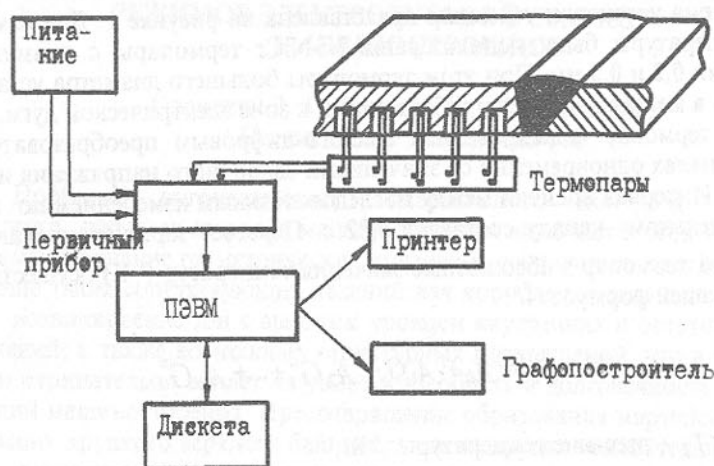


Рисунок 1- Схема установки термопар и вывода данных

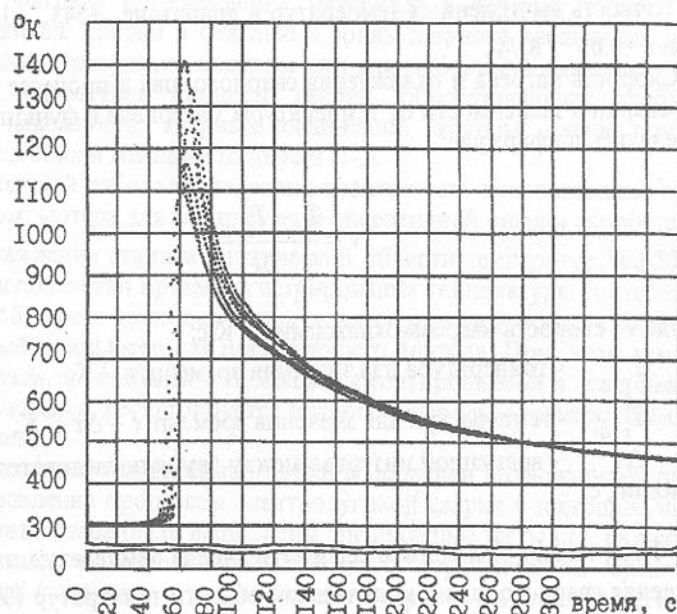


Рисунок 2- Кривые изменения температур образца в зависимости от времени

Таблица - Измеренные значения температур и скоростей охлаждения в критической области 800-500 °K

Номер образца	Энергия, кДж/мм	Расстояние от границы сплавления, мм	Максимальная температура, °K	Среднее время охлаждения в интервале 800-500 °K, с	Средняя скорость охлаждения в интервале 800-500 °K, °K/с
1	1,8	1,7	1391	34,1	8,8
2	2,2	1,5	1402	34,1	8,8
3	1,4	0,7	1415	23,9	12,5
4	1,9	1,8	1314	38,7	7,8
5	1,9	0,5	1556	35,6	8,4

Корректность этих данных была проверена методом линейного регрессионного анализа, который показал высокую степень корреляции времени и скорости охлаждения от величины погонной энергии в температурном интервале 800-500 °K (соответственно 0,94 и 0,91). Кроме того, приведенные данные хорошо коррелируются с опубликованными номограммами [5] для тех же условий и параметров сварки. Помимо этого в качестве иллюстрации на рисунке 2 представлены кривые изменения температур в зависимости от времени, зарегистрированные через 6 каналов для образца 1. Безусловно, приведенная зависимость не имеет существенных отличий от известных по литературе данных. Однако, дальнейшая оперативная обработка такого рода данных на персональном компьютере позволила существенно расширить возможности по оптимизации режимов сварки применительно к конкретным условиям. Более того, в случае использования персонального компьютера создаются предпосылки для достаточно подробного анализа температурных полей и термических процессов, которые протекают в свариваемом материале. На рисунке 3 приведены результаты расчетов изменения скорости нагрева-охлаждения в функции времени и в зависимости от температуры, выполненные для образца 1 в точке, удаленной от границы сплавления на расстоянии 4,7 мм. Как видно, наибольшие температурные градиенты устанавливаются при температуре 770-780 °K, а затем уменьшаются до 0 °K при достижении максимальной температуры. Другой экстремум градиента температуры достигается при температуре 1070-1080 °K, что соответствует критическим температурам границы области структурных превращений в сталях. Следовательно, одним из возможных приложений применения персонального компьютера для оптимизации технологических режимов сварки является

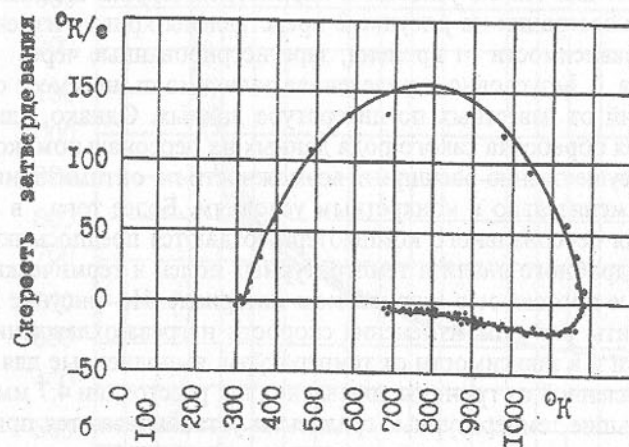
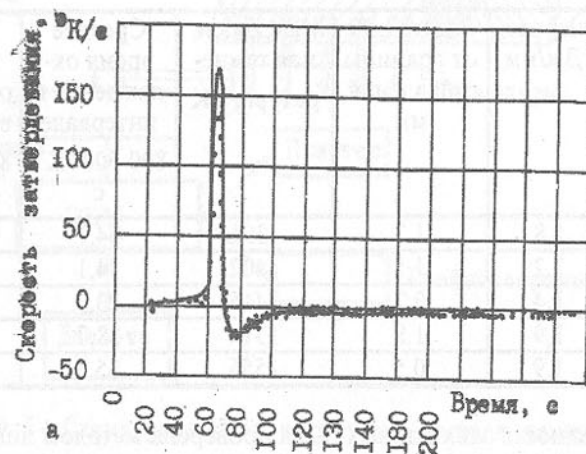


Рисунок 3- Изменение скорости нагрева-охлаждения в функции времени (а) и в зависимости от температуры (б)

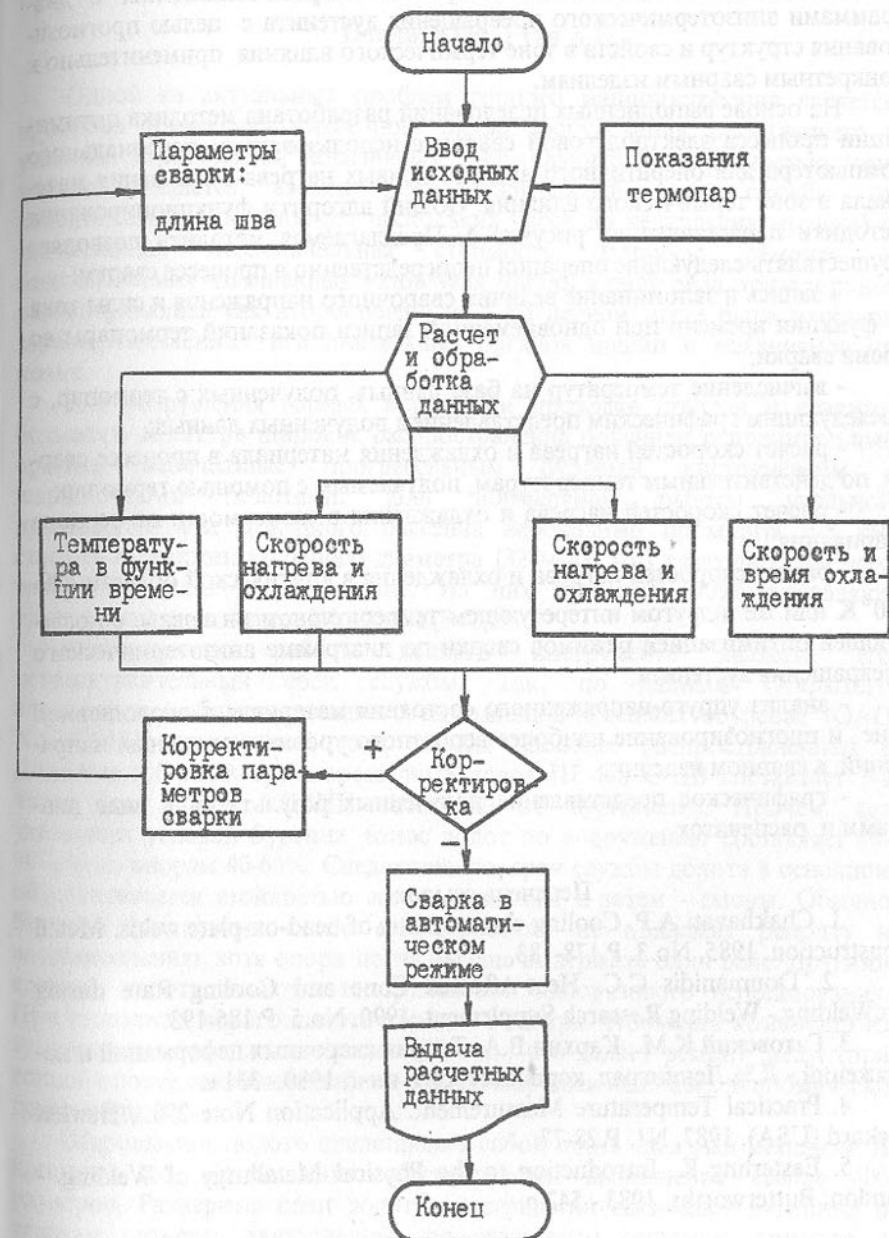


Рисунок 4- Общий алгоритм функционирования методики оптимизации процесса электродуговой сварки

координирование определенных скоростей нагрева-охлаждения с диаграммами анизотермического превращения аустенита с целью прогнозирования структур и свойств в зоне термического влияния применительно к конкретным сварным изделиям.

На основе выполненных исследований разработана методика оптимизации процесса электродуговой сварки с использованием персонального компьютера для оперативного анализа кривых нагрева-охлаждения материала в зоне термического влияния. Общий алгоритм функционирования методики представлен на рисунке 4. Предлагаемая методика позволяет осуществлять следующие операции непосредственно в процессе сварки:

- запись и запоминание величин сварочного напряжения и силы тока в функции времени при одновременной записи показаний термопары во время сварки;
- вычисление температур на базе данных, полученных с термопар, с последующим графическим представлением полученных данных;
- расчет скоростей нагрева и охлаждения материала в процессе сварки по действительным температурам, получаемым с помощью термопар;
- расчет скоростей нагрева и охлаждения в зависимости от периода сваривания;
- расчет скоростей нагрева и охлаждения в критической области 800-500°K или же в другом интересующем температурном интервале с последующей оптимизацией режимов сварки по диаграмме анизотермического превращения аустенита;
- анализ упруго-напряженного состояния материала в околошовной зоне и прогнозирование наиболее вероятного уровня остаточных напряжений в сварном изделии;
- графическое представление полученных результатов в виде диаграмм и распечаток.

Перечень ссылок

1. Chakhayati A.P. Cooling characteristic of bead-on-plate welds. Metall Construction. 1985. No.3. P.178-183.
2. Doumanidis C.C. Heat-Affected Zone and Cooling Rate during ArcWelding.- Welding Research Supplement. 1990. No.5. P.186-193.
3. Гатовский К.М., Кархин В.А. Теория сварочных деформаций и напряжений.- Л.% Ленинград. кораблестроит. ин-т, 1980.- 331 с.
4. Practical Temperature Measurement. Application Note 290. //Hewlett Packard (USA), 1987, N1. P.28-77.
5. Easterling K. Introduction to the Physical Metallurgy of Welding. - London: Butterworths, 1983.- 542 p.

ПРОГРЕССИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ РЕМОНТА ОПОР КАЧЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ УДАРНО-АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА

Петтик Ю.В., Гуня А.П.

Одной из актуальных проблем горного машиностроения является проблема повышения жизненного цикла оборудования, работающего в условиях агрессивных, абразивных сред. Основной особенностью этих изделий является весьма непродолжительный срок службы их исполнительных органов (от нескольких часов до нескольких месяцев) и значительная первоначальная стоимость. Вопросы ремонта и восстановления изношенных узлов этих машин в силу ряда причин ранее рассматривались как второстепенные, а на первом месте была массовая замена изношенных исполнительных органов машин и механизмов на новые.

Для разрушения горных пород при проходке стволов и скважин большого диаметра широкое распространение получили исполнительные органы, оснащенные прогрессивным буровым инструментом - шарошечными долотами. Для нормальной работы угольной промышленности Донецкого бассейна необходимо проходить 6-8 км. стволов и скважин большого диаметра (324-4200 мм) ежегодно, для чего требуется около 9 тыс. долот. Из них примерно 90% составляют трехшарошечные долота III 490 С-ЦВ /1,2/.

Особенностью работы данного инструмента является его непродолжительный срок службы. Так, по данным Открытого акционерного общества холдинговая компания "Спецшахтобурение" (ОАО ХК СШБ) усредненный срок службы наиболее распространенных в Донбассе зубчатых трехшарошечных долот III 490 С-ЦВ составляет 3-8 часов (для пород VII-VIII категорий по буримости). Причем, для указанных условий бурения, износ долот по вооружению составляет 80-90%, а по опорам 40-60%. Следовательно, срок службы долота в основном обуславливается стойкостью его вооружения, а затем - опоры. Обычно буровой инструмент после его отработки не подлежит ремонту и восстановлению, хотя опора могла бы еще выдержать один рейс. Другими словами долота являются инструментами одноразового использования. При стоимости нового долота порядка 3700 грн. стоимость комплекта из трех новых шарошек составляет 800 грн., что делает ремонт долот (при годной опоре), заключающийся в замене шарошек на новые, экономически целесообразным.

Шарошечное долото представляет собой очень сложный механизм. В процессе его изготовления обеспечивается выполнение свыше 400 размеров. Размерные цепи долот геометрически связывают линейные и угловые размеры, выполненные по различным системам допусков и посадок /3/.

Рассмотрим вкратце работу долота в условиях абразивной среды для выявления возможных путей ремонта и восстановления его деталей. Слабыми местами долот при высокоскоростном бурении (частота вращения долот при реактивно-турбинном бурении достигает 750-850 об/мин) являются шарошки и их опоры из-за высокой интенсивности изнашивания и разрушения фрезерованных зубьев шарошек, а также беговых дорожек на цапфах лап долота и внутренней поверхности шарошек.

Основной причиной износа и разрушения вооружения шарошек и рабочих поверхностей опор является действие значительных статических и динамических радиальных и осевых нагрузок, действие переменного крутящего момента, вызывающие знакопеременные изгибные напряжения в зубьях, высокие циклические контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев, вызванные реакцией забоя. Кроме того на износ вооружения шарошек сильно влияет наличие значительного проскальзывания инструмента по забою в агрессивной абразивной пульпообразной среде, содержащей коррозионно-активные элементы.

Известно, что 40-60% всего времени бурения опоры работают с установившимся изнашиванием до радиального зазора около 1 мм, после чего наступает катастрофический износ опоры.

Как показывает опыт, из-за специфики непродолжительной работы долот, различные схемы герметизации опор не обладают достаточной работоспособностью при высокооборотном бурении из-за быстрого износа уплотнительных манжет в абразивной среде при высоком гидростатическом давлении. Поэтому, мировая практика изготовления и эксплуатации долот идет по пути повышения стойкости их вооружения до стойкости опор, исключая герметизацию опор.

В силу сложившихся условий, традиционно, для нужд буровых участков шахтопроходческих управлений Донбасса поставщиками долот являлись Сарапульский долотный завод (Удмуртия, Россия) и Дрогобычский долотный завод (Львовская область). Географическое расположение поставщиков и рост транспортных и таможенных расходов приводит к необходимости организации ремонта и восстановления отработанного долотного инструмента, которые при нынешней экономической ситуации при существующем техническом уровне производства являются весьма заманчивыми. Актуальным и перспективным является также вопрос об организации производства долот в районах их массового потребления. Для обеспечения долотами буровых участков шахтопроходческих управлений ОАО ХК СШБ было принято решение об организации их ремонта, восстановления и собственного производства долот на мощностях Народного ремонтно-механического завода (г.Донецк).

Процесс конструирования нового бурового инструмента и его доводка до промышленного освоения требует значительных материальных

затрат и большого количества времени. В то же время, короткий жизненный цикл изделия дает конструкторам информацию о работоспособности, долговечности и узких местах долота через непродолжительный интервал времени, что позволяет оперативно реагировать: вносить корректировки и изменения в конструкцию узлов. Конструктора НРМЗ с участием ученых ДонГТУ, проведя ряд проектных работ для изготовления опытных образцов долот, из множества решений после всестороннего анализа выбрали наиболее экономически обоснованные варианты по эксплуатационным и технологическим показателям.

Ранее, в целях снижения себестоимости долот, НРМЗ из покупных секций (секция состоит из лапы, шарошки, тел качения и запорного пальца замкового подшипника) и корпусов собственного производства выпускал долота для шахтопроходческих управлений СШБ. После эксплуатации долото возвращалось на завод, изношенные секции вырезались из корпуса, на их место вваривались новые и долото было годно для повторного использования (корпус использовался повторно до 3-4 раз).

Используя многолетние статистические данные по работоспособности (причина выхода долота из строя, вид износа деталей - лап и шарошек) долот Сарапульского завода, с учетом особенностей технологического оснащения и производственных мощностей завода, для освоения производства долот были предусмотрены следующие виды работ:

- разработка технологии производства шарошек из объемно-упрочняемой стали с целью повышения стойкости вооружения до величины стойкости опоры и повторного (многократного) использования отработанных шарошек (из дорогостоящих высоколегированных сталей) в качестве сырья для производства новых путем литья;
- использование бывших в употреблении лап долот;
- разработка новых конструкций долот с использованием деталей (шарошек, лап) долот, вышедших из строя и отбракованных.

В 1994-1995 г.г. были спроектированы, изготовлены и испытаны на буровых участках ряд конструкций опытных ремонтнопригодных долот. Рассмотрим особенности конструкций и технологию изготовления секций этих долот. На рисунке 1 приведена блок-схема сборочно-разборочных работ при ремонте долот III 490 С-ЦВ. На рисунке 1а представлены долота как изделия, детали, входящие в конструкцию долота (годные для использования в конструкциях стандартизованных долот, подлежащие мехобработке для использования в новых конструкциях, и детали, направляемые в лом). На этой же схеме приведены направления разборки долот и движения деталей. На рисунке 1б представлена схема варианта ремонта долота (РВ-1) с повторным использованием корпуса и покупных секций. На рисунке 1в представлена схема варианта ремонта долота (РВ-2) с использованием отремонтированного корпуса и годных деталей из выбракованных секций. При этом лапы и шарошки подбирали селективно,

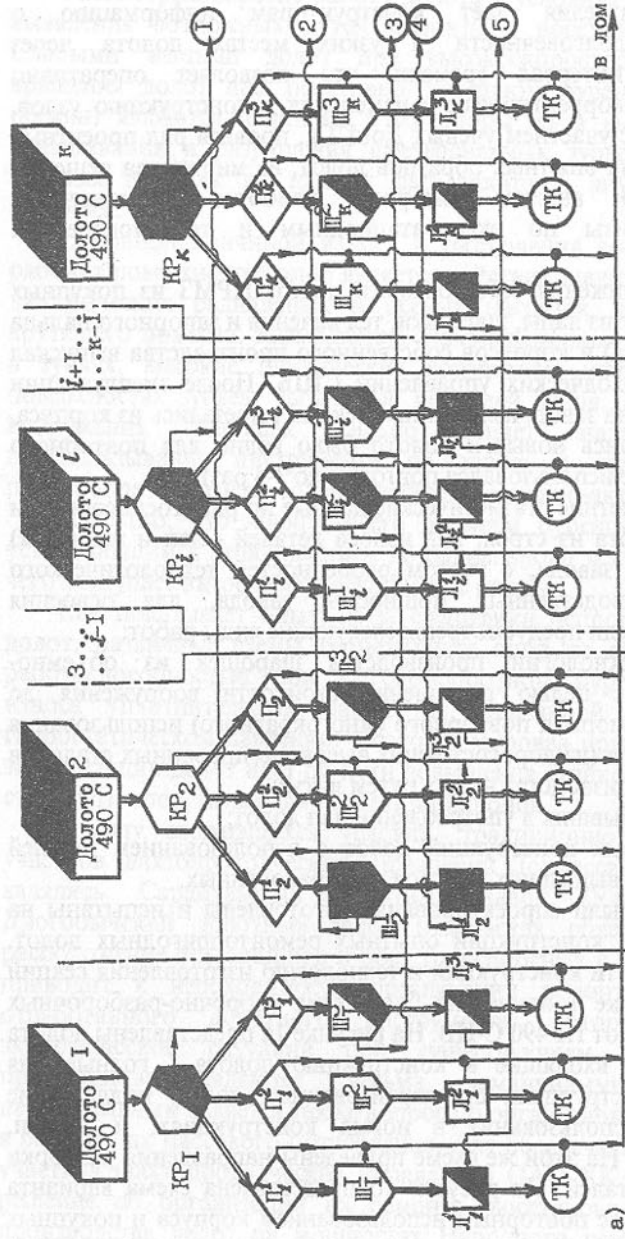


Рисунок 1- Блок-схема сборочно-разборочных работ при ремонте долот:

а- блок-схема разборки и сортировки деталей; б- схема сборки с селективным использованием бывших в работе долот; в- сборка долот из покупных узлов; г- схема сборки долот с использованием мехобработки изношенных деталей долот;

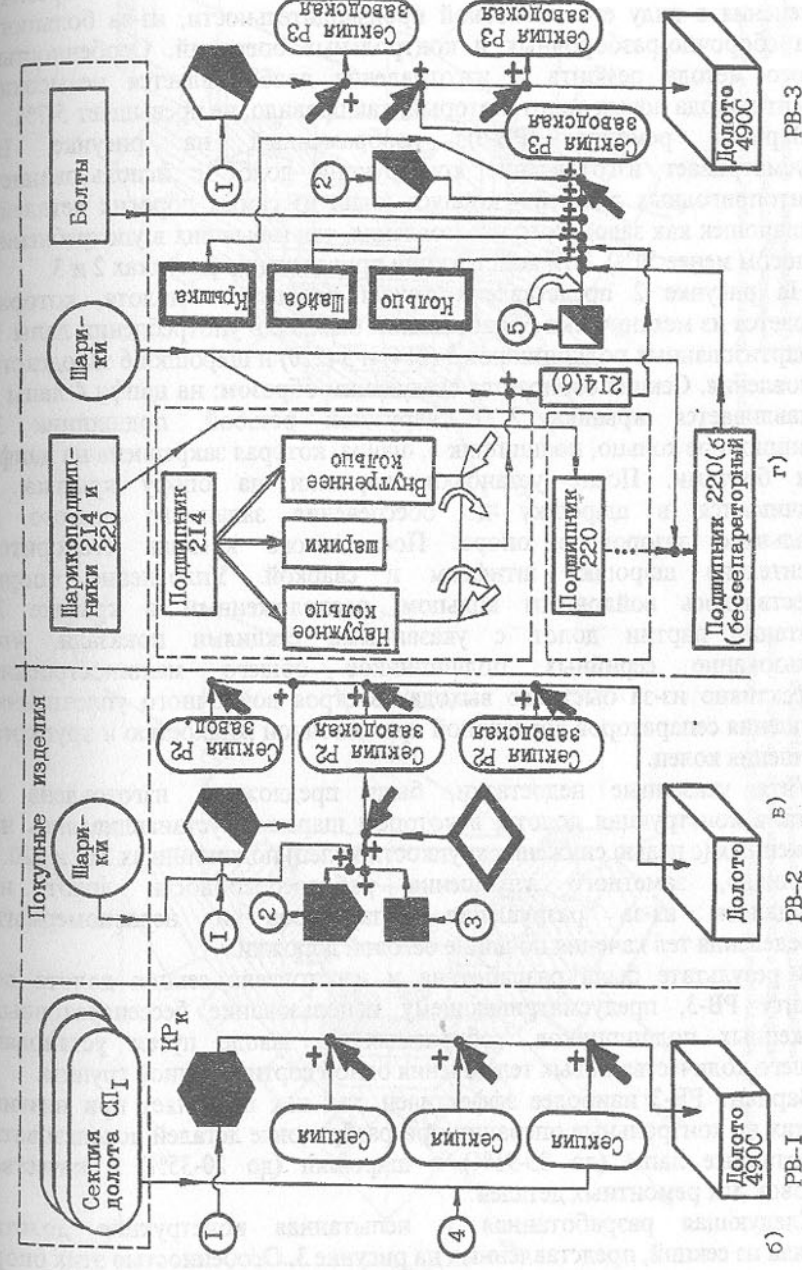
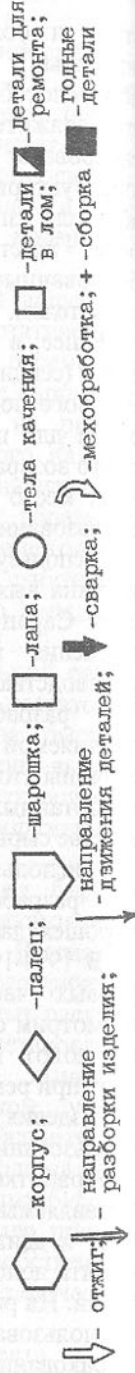


Рисунок 1 - продолжение; ■ - детали заводского изготовления

используя покупные тела качения для опор и запорный палец заводского изготовления. Указанный вариант ремонта не нашел широкого применения в виду его невысокой производительности, из-за большого числа сборочно-разборочных и контрольных операций. Особенностью данного метода ремонта и изготовления долот является невысокий процент выхода новых долот, который, как правило, не превышает 5-7%.

Вариант ремонта (РВ-3), изображенный на рисунке 1г, предусматривает изготовление конструкции долот с использованием ремонтпригодных деталей - корпуса (одна из самых дорогих деталей), лап, шарошек как заводского изготовления, так и бывших в употреблении (с износом менее 50%). Эти конструкции приведены на рисунках 2 и 3.

На рисунке 2 представлена секция ремонтного долота, которая собирается из механически обработанной бывшей в употреблении лапы 1, стандартизованных подшипников 3 (214) и 5 (220) и шарошки 6 заводского изготовления. Секция собирается следующим образом: на цапфу 4 лапы 1 устанавливается крышка 2 с наружной резьбой, подшипник 3, дистанционное кольцо, подшипник 5, шайба, которая закреплена на цапфе тремя болтами. После установки шарошки на опору крышка 2 заворачивается в шарошку до обеспечения заданного осевого и радиального зазоров в опоре. После этого крышка стопорится относительно шарошки штифтом и сваркой. Уплотнение опоры осуществлялось войлочным кольцом, расположенным в крышке 2. Испытание партии долот с указанными секциями показали, что использование серийных подшипников общего машиностроения неэффективно из-за быстрого выхода из строя войлочного уплотнения, разрушения сепараторов абразивной промывочной жидкостью и хрупкого разрушения колец.

Учтя указанные недостатки, была предложена, изготовлена и испытана конструкция долота, в котором шарошки устанавливались на отожженных (с целью снижения хрупкости колец) подшипниках 214 и 220.

Однако, заметного улучшения работоспособности долот не наблюдалось из-за разрушения сепараторов и неравномерного распределения тел качения по длине беговой дорожки.

В результате была разработана и изготовлена секция долота по варианту РВ-3, предусматривающему использование бессепараторных отожженных подшипников, собираемых на заводе путем установки большего количества новых тел качения одной сортировочной группы.

Вариант РВ-3 наиболее эффективен, так как позволяет при низких затратах на контрольные операции при разбраковке деталей использовать отработанные лапы (до 85-95%) и шарошки (до 20-35%) в качестве заготовок для ремонтных деталей.

Следующая разработанная и испытанная конструкция долота состояла из секций, представленных на рисунке 3. Особенностью этих опор было то, что на цапфе 10 лапы 1 устанавливалась промежуточная втулка 6

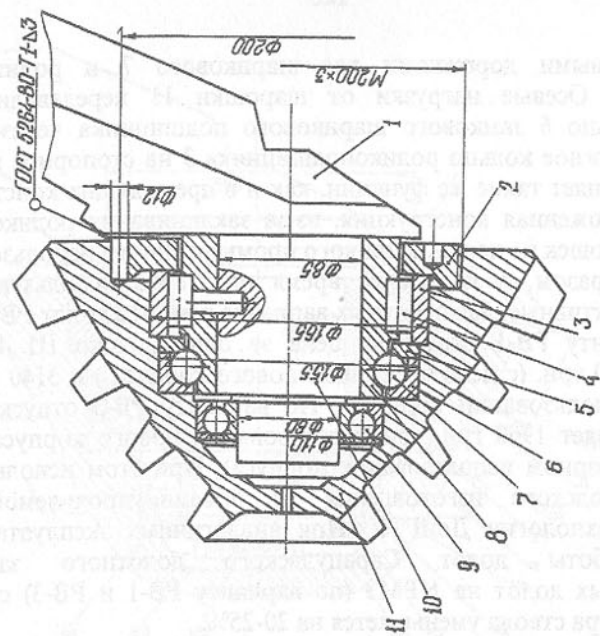


Рисунок 3 - Конструкция секции ремонтного долота, собранная из бывших в употреблении лап и шарошек после их дополнительной механической обработки (усиленный вариант опоры)

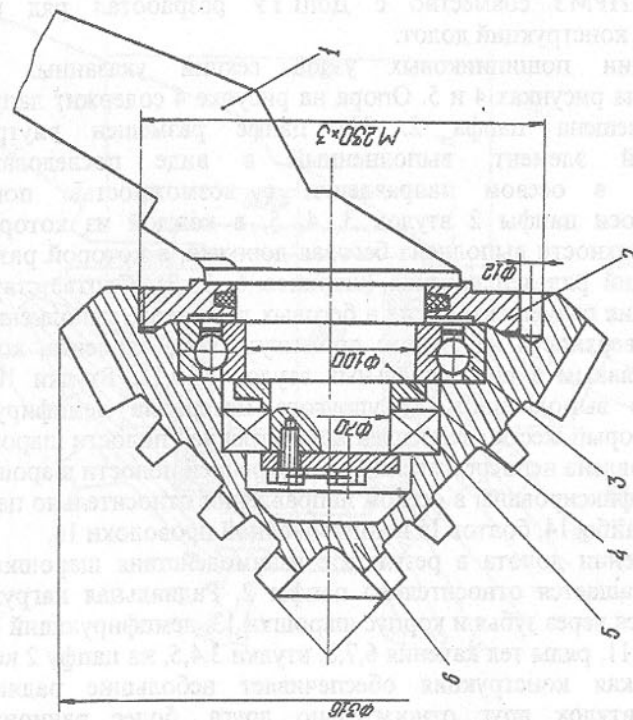


Рисунок 2 - Конструкция секции ремонтного долота, собранная из бывших в употреблении лап и шарошек после их дополнительной механической обработки

с двумя беговыми дорожками для шарикового 7 и роликового 4 подшипников. Осевые нагрузки от шарошки 11 передавались через наружное кольцо 6 замкового шарикового подшипника через упорное кольцо 5, наружное кольцо роликоподшипника 3 на стопорное кольцо 2, которое выполняет такие же функции, как и в предыдущих конструкциях. Однако, предложенная конструкция, из-за заклинивания роликов и, как следствие, шарошек не нашла широкого промышленного использования.

Таким образом, в настоящее время на НРМЗ используются, как наиболее эффективные, два основных варианта ремонта долот РВ-1 и РВ-3. Так по варианту РВ-1 отпускная цена за одно долото III 490 С-ЦВ составляет 3650 грн. (с использованием нового корпуса) и 3140 грн. (при повторном использовании корпуса). По варианту РВ-3 отпускная цена долота составляет 1960 грн. (при использовании нового корпуса) и 1440 грн. (при повторном использовании корпуса). При этом использовались шарошки заводского изготовления из объемноупрочняемой стали, отлитые по технологии ДонГТУ. При аналогичных эксплуатационных условиях работы долот Сарапульского долотного завода и восстановленных долот на НРМЗ (по варианту РВ-1 и РВ-3) стоимость проходки 1 метра ствола уменьшается на 20-25%.

Для повышения жизненного цикла долот и снижения трудоемкости их изготовления НРМЗ совместно с ДонГТУ разработал ряд новых, перспективных конструкций долот.

Конструкции подшипниковых узлов секции указанных долот представлены на рисунках 4 и 5. Опора на рисунке 4 содержит лапу 1, на которой размещена цапфа 2. На цапфе размещен внутренний промежуточный элемент, выполненный в виде последовательно установленных в осевом направлении с возможностью поворота относительно оси цапфы 2 втулок 3, 4, 5, в каждой из которых на наружной поверхности выполнена беговая дорожка, в которой размещен соответствующий ряд тел качения (шариков 6, 7, 8). Соответствующие ряды тел качения размещены также в беговых дорожках, выполненных на внутренней поверхности наружного промежуточного элемента, который выполнен составным в виде отдельных втулок 9, 10, 11. Втулки 10 и 11 установлены в выполненном из упругого материала демпфирующем стакане 12, который жестко закреплен во внутренней полости шарошки, а втулка 9 установлена непосредственно во внутренней полости шарошки 13. Втулки 3, 4, 5 зафиксированы в осевом направлении относительно цапфы 2 при помощи шайбы 14, болтов 15 и контрвочной проволоки 16.

При вращении долота в результате взаимодействия шарошки 13 с забоем она вращается относительно цапфы 2. Радиальная нагрузка от забоя передается через зубья и корпус шарошки 13, демпфирующий стакан 12, втулки 9, 10, 11, ряды тел качения 6, 7, 8, втулки 3, 4, 5, на цапфу 2 корпуса 1 долота. Такая конструкция обеспечивает небольшие радиальные перемещения втулок друг относительно друга, более рациональное

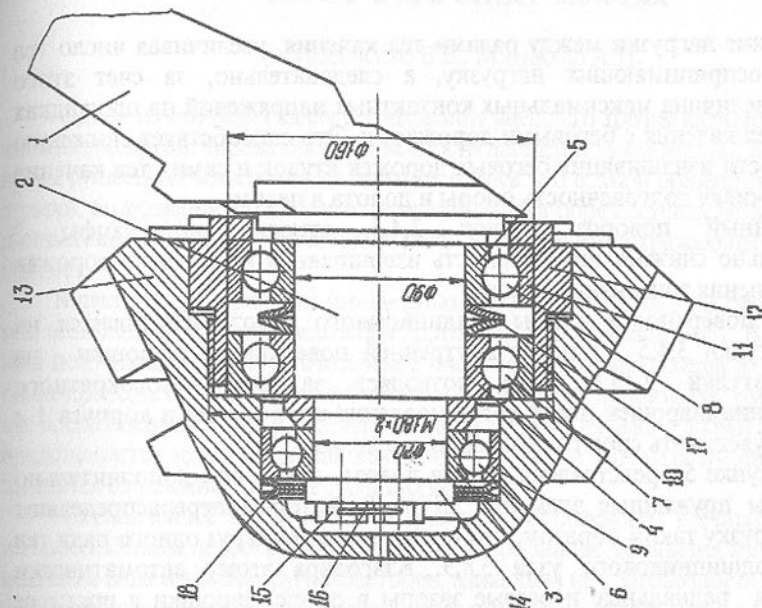


Рисунок 5. Конструкция ремонтного долота с автоматическим выбором лапы в опоре

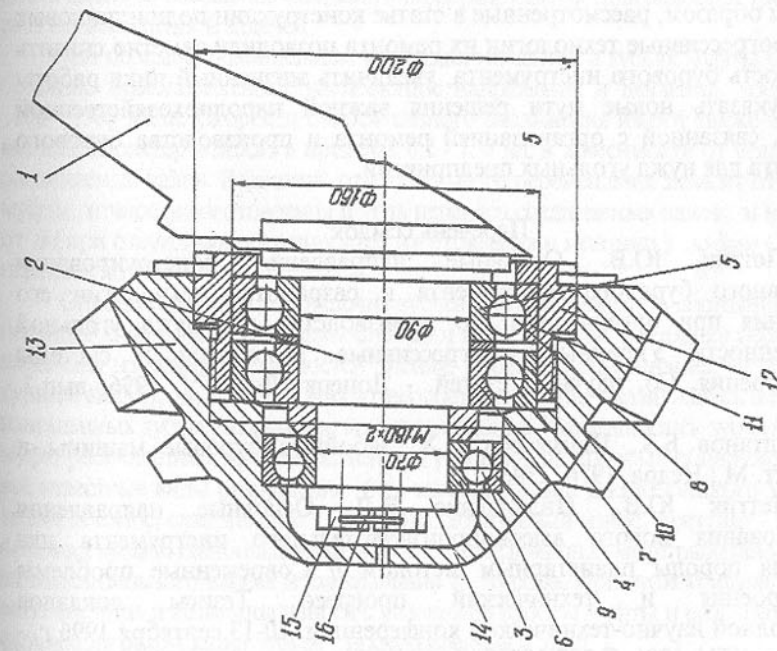


Рисунок 4. Конструкция секции ремонтного долота на радиально-упорных бесконтактных подшипниках

распределение нагрузки между рядами тел качения, увеличивая число тел качения, воспринимающих нагрузку, а следовательно, за счет этого снижается величина максимальных контактных напряжений на площадках контакта тел качения с беговыми дорожками. Это способствует снижению интенсивности изнашивания беговых дорожек втулок и самих тел качения 6,7,8, увеличивая долговечность опоры и долота в целом.

Медленный поворот втулок 3,4,5 относительно цапфы 2 дополнительно снижает интенсивность изнашивания их беговых дорожек за счет вращения зоны изнашивания.

Износ поверхности цапфы традиционного долота переносится на сменные втулки 3,4,5, а износ внутренней поверхности шарошки - на сменные втулки 9,10,11, что позволяет за счет многократного использования шарошек после восстановления вооружения и корпуса 1 с цапфами 2 увеличить срок службы долота в целом.

На рисунке 5 представлена секция долота, в которой дополнительно установлены пружинные элементы 17 и 18, которые перераспределяют осевую нагрузку таким образом, что исключается перегруз одного ряда тел качения подшипникового узла 5,8,9. Благодаря этому автоматически выбираются радиальные и осевые зазоры в опоре шарошки в процессе изнашивания беговых дорожек втулок 3,4,5,9,10,11 и тел качения 6,7,8.

Таким образом, рассмотренные в статье конструкции подшипниковых узлов и прогрессивные технологии их ремонта позволили заметно снизить себестоимость бурового инструмента, увеличить жизненный цикл работы изделия, указать новые пути решения важной народнохозяйственной проблемы, связанной с организацией ремонта и производства бурового инструмента для нужд угольных предприятий.

Перечень ссылок

1. Петтик Ю.В. Основные направления конструирования прогрессивного бурового инструмента и разработки технологии его изготовления при организации его производства для нужд угольной промышленности Украины // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научных статей. - Донецк: ДонГТУ, 1996. вып.3. С.101-114.

2. Султанов Б.З., Шаммасов Н.Х. Забойные буровые машины и инструмент. М.: Недра, 1976, 239с.

3. Петтик Ю.В., Пилюшенко В.Л. Основные направления конструирования нового высокопроизводительного инструмента для разрушения породы планетарным методом // Современные проблемы машиностроения и технический прогресс. Тезисы докладов международной научно-технической конференции. 10-13 сентября 1996 г. - Донецк: ДонГТУ, 1996. С.182-183.

Польченко В.В., Михайлов А.Н.

Одной из основных задач исследования внешнего трения является разработка методов прогнозирования долговечности деталей и узлов машин. В настоящее время существует много теорий расчетов износа. Но единой общепризнанной методики, позволяющей рассчитать величину износа определенных деталей при заданных частных условиях без постановки эксперимента, отражающего эти условия, нет.

В частности, в практике инженерных расчетов нет методики прогнозирования величины износа и определения долговечности зубчатых муфт. В литературных источниках имеется значительное число исследований, посвященных разработке критериев заедания для зубчатых колес и других деталей. Но этими работами воспользоваться для создания методики расчета на износ зубчатых муфт не представляется возможным, так как условия трения в зубчатых муфтах резко отличаются от условий трения в зубчатых колесах.

Ограниченное число работ по расчету долговечности зубчатых муфт отличаются общим недостатком: приблизительное знание механизма износа зубьев, ведущего вида износа и других факторов, влияющих на долговечность зубьев. Поэтому при создании методов расчета на долговечность и повышения износостойкости изделий, выявление основного вида разрушения поверхностей трения является первостепенной задачей.

При передаче номинальных крутящих моментов в зубьях муфты возникают большие знакопеременные изгибающие напряжения и давления, достигающие 1200 - 1300 МПа. Скорости относительного скольжения имеют также знакопеременный характер и лежат в пределах 0.2 - 1.0 м/с в зависимости от угла перекоса соединяемых валов. Величина относительного перемещения зависит от размеров муфты, точности изготовления и угла перекоса соединяемых валов и изменяется от 0 (при отсутствии погрешностей изготовления и монтажа) до 3мм (для углов перекоса до 1°).

Определение вида разрушения зубьев производилось по состоянию поверхностного слоя рабочих поверхностей до и после работы. Методика исследования включала изучение поверхностей трения, профилометрирование, металлоструктурный анализ, определение микротвердости, изучение частиц износа и геометрии изношенных зубьев, измерение величины износа. Исследовались зубчатые венцы муфт, работавших в производственных условиях, на которых обнаружены почти все известные виды разрушения (по классификации Б.И.Костецкого): окислительный износ, схватывание I - го рода, абразивный износ, фреттинг - коррозия, поломка зубьев. Наибольшее количество исследованных муфт работало в условиях окислительного износа и схватывания I - го рода. При этом установлено соответствие вида и величины износа с условиями работы муфты и разработана классификация разрушений зубьев, представленная в табл. 1.

Таблица 1 - Классификация видов разрушения зубьев зубчатых муфт

Условия работы муфты	Условия осуществления видов разрушения				
	Окислительный износ	Схватывание 1-го рода	Абразивный износ	Фреттинг-коррозия	Излом
Величина скольжения зубьев, мм	>0.3	0.3	При любых значениях	<0.3	-
Величина давлений в зоне контакта зубьев, МПа	Для закаленных <500-550, для не закаленных <300	Для закаленных >550-600, для незакаленных >300-350	При любых значениях	При любых значениях	При резком увеличении нагрузки
Частота вращения валов, об/мин	<500	При любых значениях	При любых значениях	>900	-
Смазочная среда	При наличии смазки в полости муфты	При наличии и отсутствии смазки в полости муфты	При наличии и отсутствии смазки в полости муфты	При наличии и отсутствии смазки в полости муфты	-

Зубчатая муфта общего назначения состоит из двух зубчатых зацеплений с передаточным отношением, равным единице. При отсутствии погрешностей зацепления и монтажа в контакте одновременно находятся все зубья и нагрузка между ними распределяется равномерно, но практически этого не бывает, так как даже при соосных валах наблюдается перекося осей обоймы и втулки, обусловленный наличием боковых и радиальных зазоров между зубьями.

Если на распределение зазоров между зубьями определяющее влияние оказывает угол перекося осей обоймы и втулки ω , то при работе муфты в каждом зацеплении возникают две диаметрально противоположные зоны с углом $2\varphi_k$, симметричные относительно оси наибольших перекося. Каждая пара зубьев последовательно проходит обе контактные зоны, причем в одной из них наблюдается цикл возвратно - поступательного скольжения рабочих поверхностей зубьев у наружного торца зацепления, у другой - у внутреннего (по отношению к рабочей камере).

Характер распределения давлений по контактным площадкам зубьев имеет свою специфику для муфт с прямолинейной и криволинейной образующими зубьев втулки.

В зубчатой муфте с прямолинейной образующей зубьев втулки имеет место кромочный контакт зубьев, сохраняющийся в пределах всей контактной зоны. Величина угла взаимного контактирования зубьев зависит от угла положения зуба φ_i и величины усилия, действующего на зуб. Давления на кромке зуба изменяются в пределах от максимального до нуля в зависимости от геометрии контакта и усилия в нем [1].

В муфте же с криволинейной образующей зубьев втулки начальная точка контакта перемещается вдоль зуба по мере вращения муфты. При этом, кроме скольжения, имеет место качение рабочих поверхностей зубьев.

Анализ поверхностей изношенных зубьев и статистическое изучение интенсивности изнашивания показывают, что при указанных выше параметрах трения между зубьями не образуется устойчивой масляной пленки, разделяющей контактирующие поверхности, что приводит к интенсивному износу рабочих поверхностей зубьев.

Обычно результаты по износу характеризуются линейной, весовой и энергетическими интенсивностями. Для зубчатых муфт удобнее пользоваться линейной интенсивностью, представляющей собой толщину слоя изношенного материала зуба h на единицу пути трения L . Для случая пластического контакта И.В. Крагельским получена зависимость для линейной интенсивности на основе молекулярно - механической теории трения.

Однако к зубчатым муфтам непосредственно применить указанную зависимость не представляется возможным, потому что она выведена для условий однонаправленного трения скольжения, при котором интенсивность износа ниже, чем при возвратно - поступательном скольжении, так как знакопеременные сдвиговые деформации разупрочняют поверхностный слой и снижают наклеп рабочих поверхностей.

Учитывая переменность нагрузки на зубьях муфты в пределах контактной зоны и возвратно - поступательное скольжение, линейный износ зуба за один оборот муфты можно определить по зависимости [2], преобразованной к виду

$$h = 2 \frac{k_u}{HB^\gamma} \int_0^{\varphi_k} P_{\alpha_i}(\varphi_i) L_i(\varphi_i) d\varphi_i, \quad (1)$$

где P_{α_i} - давления, зависящие от угла положения зуба; HB - твердость материала зуба; k_u - экспериментальный коэффициент, учитывающий микрогеометрию контактирующих тел, условия смазки, напряженное состояние материала; γ - показатель степени зависимости износа от давления и твердости зубьев.

Решением контактных задач и исследованием кинематики относительного перемещения зубьев получены зависимости для определения давлений [3] и пути трения максимально нагруженных точек зуба втулки. В результате с учетом (1) получены формулы для определения величины линейного износа за один оборот муфты: прямолинейная образующая зуба втулки

$$h = 2k_u r_d \omega \left(\frac{k_u \omega B}{2HB \sqrt{m e_\Sigma}} \right)^{\gamma} \int_0^{\varphi_k} (\cos \varphi_i - \cos \varphi_k)^{\gamma} \sin \varphi_i d\varphi_i; \quad (2)$$

криволинейная образующая зуба втулки

$$h = \frac{7.78 r_d k_u}{B} \left(\frac{0.418 k_u}{HB} \right)^{\gamma} \left(\frac{2}{3} \right)^{\frac{\gamma}{2}} \sqrt{\frac{\omega^{3\gamma+3} R^{\gamma+3} E^{\gamma-1}}{(m e_\Sigma)^{\gamma+1}}} X \int_0^{\varphi_k} (\cos^2 \varphi_i - \cos^2 \varphi_k)^{\frac{3\gamma+3}{4}} \cos \varphi_i d\varphi_i, \quad (3)$$

где e_Σ - приведенная податливость пары зубьев; k_u - экспериментальный коэффициент, учитывающий влияние шероховатости зубьев на давление; r_d - диаметр делительной окружности зубчатых венцов; B - ширина зубчатого венца втулки; m - модуль зацепления; c - коэффициент постели; ω - угол перекося соединяемых валов; R - радиус криволинейности образующей зуба втулки; E - модуль упругости материала зубьев; $\gamma = 1.75$.

Коэффициент k_u определен по результатам исследования сроков службы зубчатых муфт, работавших в производственных условиях. Рекомендуемые значения k_u приведены в табл. 2

Таблица 2 - Рекомендуемые значения коэффициента k_u

Форма образующей	Смазка	Твердость зуба втулки, НВ, МПа			
		200	300	350	400
Криволинейная	Нормальная	$4.7 \cdot 10^{-8}$	$7.2 \cdot 10^{-8}$	$9.0 \cdot 10^{-8}$	$10.4 \cdot 10^{-8}$
	Бедная, с загрязнением	$5.0 \cdot 10^{-8}$	$8.0 \cdot 10^{-8}$	$9.6 \cdot 10^{-8}$	$10.9 \cdot 10^{-8}$
Прямолинейная	Нормальная	$6.1 \cdot 10^{-4}$	$10.1 \cdot 10^{-4}$	$12.5 \cdot 10^{-4}$	$14.1 \cdot 10^{-4}$
	Бедная, с загрязнением	$6.5 \cdot 10^{-4}$	$11.0 \cdot 10^{-4}$	$13.0 \cdot 10^{-4}$	$15.0 \cdot 10^{-4}$

Полный срок службы муфты определится по формуле

$$T = h_{don} / (60hn), \quad (4)$$

где h_{don} - допустимый линейный износ зубьев втулки;

n - частота вращения муфты.

Допустимый линейный износ зубьев втулки, незакаленных и закаленных объемной закалкой, определяется из следующих соображений. С уменьшением толщины зуба увеличивается его податливость и размер контактной зоны. В работу вступает большее число зубьев, нагрузка на зубьях, перераспределяясь, снижается, что приводит к уменьшению изгибных напряжений. Увеличение контактных зон удлиняет путь трения.

С учетом совместного влияния нагрузки на зубья и пути трения при износе зубьев определена допустимая величина износа h_{don} [4]

$$h_{don} = \frac{1.18 S \sin \varphi_1}{\sqrt{0.26 \sin^2 \varphi_1 + 2.36 \sin^2 \varphi_2 - 0.51 \sin \varphi_1}}, \quad (5)$$

где S - толщина зуба по постоянной хорде новой муфты;

φ_1, φ_2 - соответственно половины зон контакта новой и изношенной муфты.

Расчеты по зависимостям (2) - (5) дают удовлетворительное совпадение с реальными сроками службы зубчатых муфт в производственных условиях.

Перечень ссылок

1. Филиппов В.М., Польшенко В.В., Финиченко В.А. Расчет на изнашивание зацепления зубчатых муфт // Изв. Вузов, 1976, № 11.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Машиностроение, 1968.
3. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д., Косарев О.И. Расчетно-экспериментальное определение нагрузочных характеристик зубчатых муфт // Статика и динамика механизмов с зубчатыми передачами. - М.: Наука, 1974.
4. Польшенко В.В. К расчету зубчатых муфт на долговечность // Теория и практика расчетов деталей машин на износ. - М.: Наука, 1983.

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗОТКАЗНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Руденко В.И., Щербина С.В.

В последнее время значительно возрос интерес к проблемам надежности машин, аппаратов и приборов в различных отраслях промышленности.

Возникновение проблемы надежности обусловлено постоянным усложнением технических устройств, повышением производительности оборудования, ростом мощности приводных двигателей. Проблема обеспечения высокой надежности становится решающим условием дальнейшего технического прогресса.

Актуальной является проблема повышения надежности оборудования для металлургической промышленности. Анализ среднегодовых внеплановых простоев блюмингов металлургических заводов Украины по отдельным группам оборудования [1] показал, что основные отказы возникают из-за низкой надежности рабочих рольгангов.

Рабочие рольганги блюмингов относятся к тяжело нагруженным машинам повторно-кратковременного режима работы. Они установлены в технологическом потоке, поэтому любые их отказы приводят к простоям цеха.

В общем потоке отказов наибольшее количество отказов узлов и деталей рабочих рольгангов [1] приходится на резьбовые соединения (РС) - 44,9%. При исследовании рабочих рольгангов установлено, что наиболее низкие показатели безотказности имеют болты крепления крышек подшипников роликов, средняя наработка на отказ которых - 2,02 сут [1].

Были проведены исследования причин низкой безотказности болтов крепления крышек подшипников [1] на третьем ролике от рабочей клетки, как наиболее нагруженном.

Одним из обязательных условий, обеспечивающих надежную работу РС, является значение усилия предварительной затяжки (УПЗ) Q_0 , исключаящее раскрытие стыка, и стабильность этого усилия. К основным причинам раскрытия стыка относятся:

- а) пластическая деформация нижних витков резьбы вследствие неравномерного распределения нагрузки между витками;
- б) самопроизвольное развинчивание гайки под действием вибрационных нагрузок;
- в) чрезмерное значение УПЗ, при котором напряжения в болтах превышают предел текучести.

В результате экспериментальных исследований установлено [1], что низкая безотказность РС крышек подшипников роликов рабочих рольгангов является следствием чрезмерных УПЗ и несоответствия

материала болтов нагрузкам, возникающим при взаимодействии роликов со слитком во время прокатки.

Исследования работы РС, изготовленных из Ст.3, которая используется для изготовления болтов по проекту, показали, что уже в конце затяжки на осциллограммах (рисунок 1,а) появляются площадки текучести, а при прокатке в болтах возникают кратковременные всплески нагрузок. На рисунке 1,б приведена одна из характерных осциллограмм, полученная при выходе слитка из валков, на которой видно, что УПЗ в четырех болтах крепления крышки к корпусу подшипника ролика рабочего рольганга $Q_{01}, Q_{02}, Q_{03}, Q_{04}$, которое устанавливалось для всех болтов в пределах 153,0-168,0 кН, в течение некоторого времени остается постоянным, но во время удара слитка о ролик появляются нагрузки $Q_{1-1}, Q_{1-2}, Q_{1-3}, Q_{1-4}$, превышающие УПЗ, в результате чего происходит раскрытие стыка. Процесс раскрытия стыка при переменных нагрузках приводит к появлению в стержне болта дополнительных напряжений ударного характера и болт либо обрывается, либо подвергается пластическим деформациям, в результате которых УПЗ уменьшается (как видно из осциллограммы, приведенной на рисунке 1,б). На рисунке 2 показано изменение УПЗ для болтов, изготовленных из Ст.3 (кривая 1). Из графика видно, что УПЗ в течение семи часов работы становится практически равным нулю.

Для повышения безотказности этих РС была предложена и осуществлена замена материала болтов Ст.3 на сталь 40ХН, которая обладает высокими механическими свойствами и широко применяется в качестве ремонтного материала на Енакиевском металлургическом заводе. Изменение материала болтов позволило увеличить УПЗ на 30% и ликвидировать пластические деформации стержней болтов во время затяжки и при прокатке.

На рисунке 1,в приведена осциллограмма, полученная при затяжке болтов из стали 40ХН, из которой видно, что напряжения в стержне болта не превышают предела текучести.

На рисунке 2 приведен график изменения УПЗ для болтов из стали 40ХН (кривая 2). УПЗ в болтах из стали 40ХН падает значительно медленнее, чем в болтах, изготовленных из Ст.3. Время до раскрытия стыка для болтов из Ст.3 - 4 ч, а для болтов из стали 40ХН - 21ч 55мин.

Одним из важных показателей безотказности РС является частота раскрытия стыков.

Раскрытие стыка при прокатке можно оценить следующим образом. Усилие, действующее на болт, определяется по формуле:

$$Q = Q_0 + \chi \cdot P, \quad (1)$$

где P - внешняя нагрузка на болт;

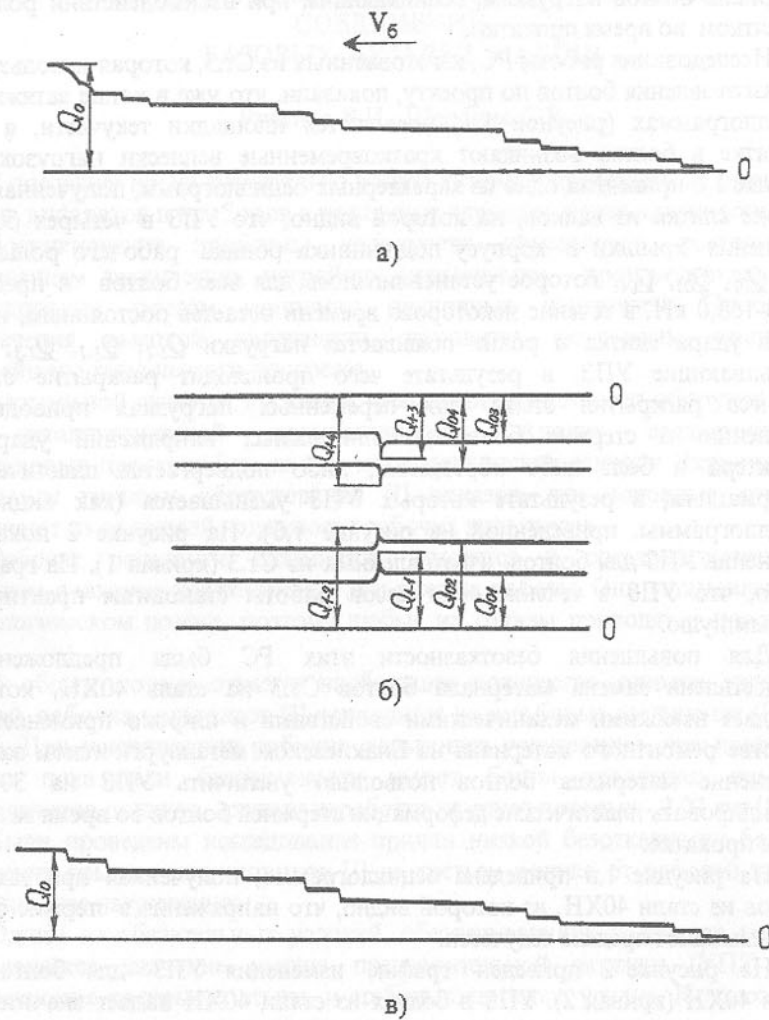


Рисунок 1 - Характерные осциллограммы, отражающие изменение УПЗ (V_6 -скорость бумаги):
 а - при затяжке болта из Ст.3;
 б - в болтах (Ст.3) опоры ролика при прокатке слитка;
 в - при затяжке болта из стали 40ХН

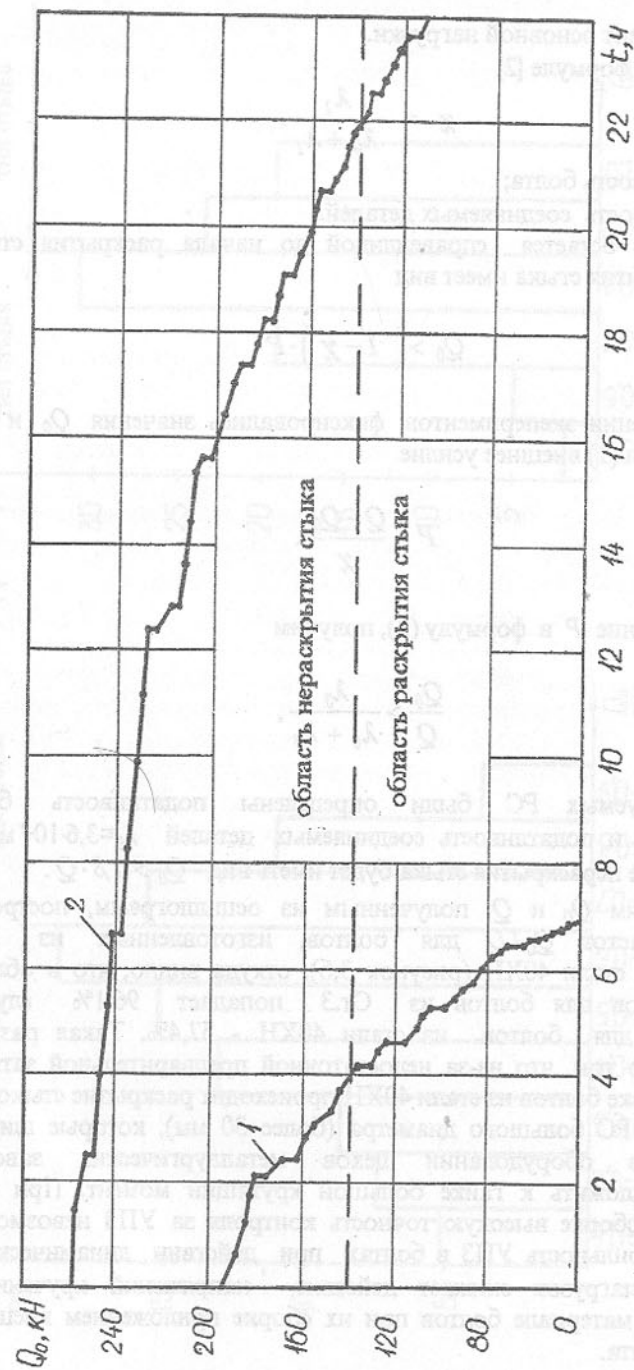


Рисунок 2 - Графики изменения усилий предварительной затяжки:
 1 - для болтов из Ст.3;
 2 - для болтов из стали 40ХН

χ - коэффициент основной нагрузки.
 χ вычисляется по формуле [2]

$$\chi = \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1},$$

где λ_0 - податливость болта;
 λ_1 - податливость соединяемых деталей.

Формула (1) остается справедливой до начала раскрытия стыка.
 Условие нераскрытия стыка имеет вид

$$Q_0 > (1 - \chi) \cdot P. \quad (2)$$

При проведении экспериментов фиксировались значения Q_0 и Q .
 Тогда из формулы (1) внешнее усилие

$$P = \frac{Q - Q_0}{\chi}.$$

Подставив значение P в формулу (2), получим

$$\frac{Q_0}{Q} > \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1}.$$

Для исследуемых РС были определены податливость болта $\lambda_0 = 1,45 \cdot 10^{-6}$ мм/Н и податливость соединяемых деталей $\lambda_1 = 3,6 \cdot 10^{-7}$ мм/Н. При этом условие нераскрытия стыка будет иметь вид $Q_0 > 0,8 \cdot Q$.

По значениям Q_0 и Q , полученным из осциллограмм, построены гистограммы частот Q_0/Q для болтов, изготовленных из Ст.3 (рисунок 3,а) и стали 40ХН (рисунок 3,б), откуда видно, что в область раскрытия стыков для болтов из Ст.3 попадает 96,1% случаев нагружения, а для болтов из стали 40ХН - 57,4%. Такая разница свидетельствует о том, что из-за недостаточной предварительной затяжки даже при установке болтов из стали 40ХН происходит раскрытие стыков.

Для сборки РС большого диаметра (более 30 мм), которые широко используются в оборудовании цехов металлургических заводов, необходимо приложить к гайке большой крутящий момент. При этом обеспечить при сборке высокую точность контроля за УПЗ невозможно. Кроме того, стабильность УПЗ в болтах при действии динамических и вибрационных нагрузок снижает действие напряжений кручения τ , возникающих в материале болтов при их сборке приложением внешнего крутящего момента.

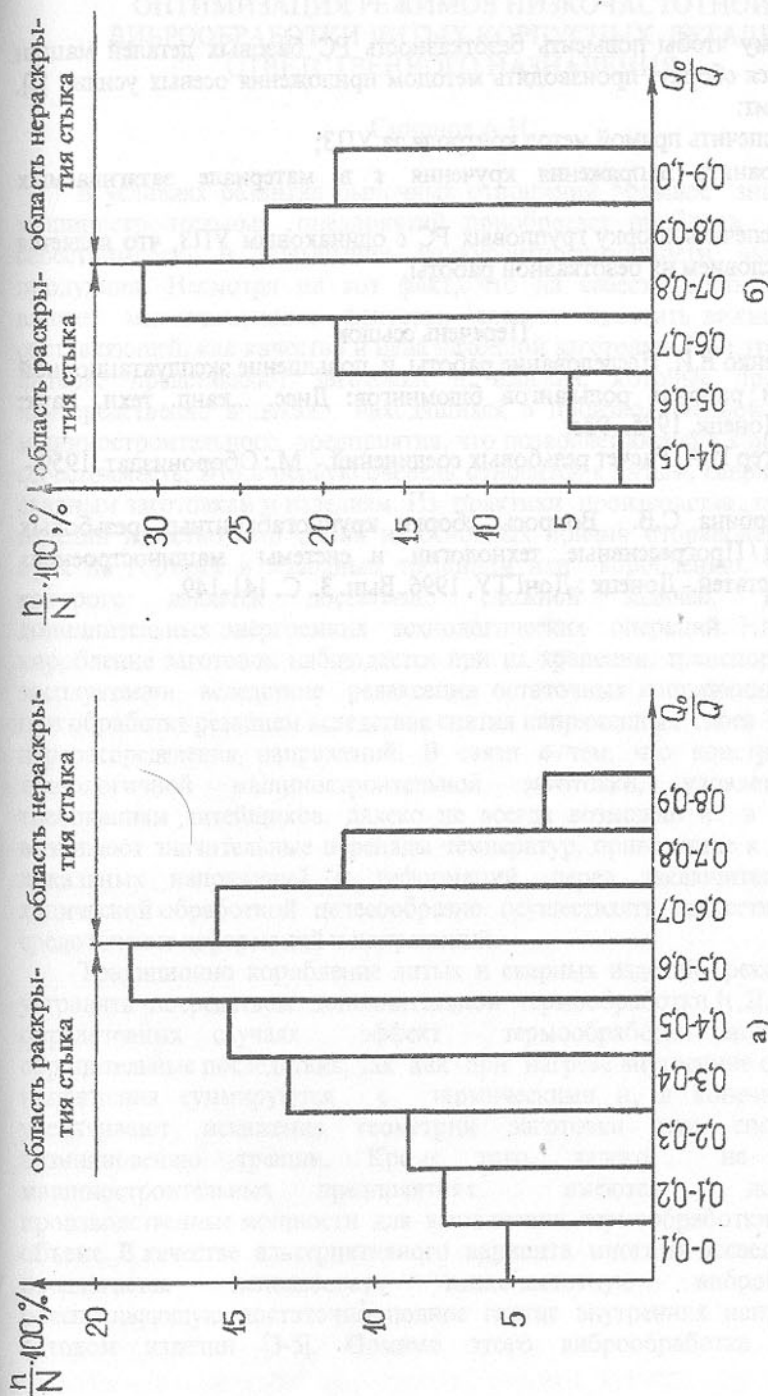


Рисунок 3 - Гистограммы частот отношений УПЗ Q_0 к общему усилию Q :
 а - для болтов из Ст.3;
 б - для болтов из стали 40ХН

Поэтому чтобы повысить безотказность РС базовых деталей машин предлагается сборку производить методом приложения осевых усилий [3], что позволит:

- 1) обеспечить прямой метод контроля за УПЗ;
- 2) устранить напряжения кручения τ в материале затягиваемых болтов;
- 3) обеспечить сборку групповых РС с одинаковым УПЗ, что является главным условием их безотказной работы.

Перечень ссылок

1. Руденко В.И. Исследование работы и повышение эксплуатационной надежности рабочих рольгангов блюмингов: Дисс. ...канд. техн. наук: 05.04.04.- Донецк, 1975.- 93с.
2. Биргер И.А. Расчет резьбовых соединений.- М.: Оборониздат, 1959.- 250с.
3. Щербина С.В. Вопросы сборки крупногабаритных резьбовых соединений /Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. статей.- Донецк : ДонГТУ, 1996. Вып. 3. С. 141-149.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРООБРАБОТКИ ЛИТЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ОТВЕТСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Смирнов А.Н.

В условиях развития рыночных отношений большое значение для машиностроительных предприятий приобретает проблема снижения себестоимости и повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции. Несмотря на тот факт, что на себестоимость продукции влияют многочисленные факторы, следует отметить важность такой составляющей, как качество и цена исходной заготовки. При этом особый интерес представляют заготовки и изделия, которые производятся непосредственно в цехах, находящихся в производственной структуре машиностроительного предприятия, что позволяет активно влиять на их себестоимость. Это в первую очередь относится к литым, сварно-литым и сварным заготовкам и изделиям. Из практики производства такого рода изделий известно, что одной из основных причин отбраковки является брак по горячим и холодным трещинам или короблению, устранение которого является достаточно сложной задачей, требующей дополнительных энергоемких технологических операций. На практике коробление заготовок наблюдается при их хранении, транспортировке и эксплуатации вследствие релаксации остаточных напряжений, а также при обработке резанием вследствие снятия напряженных слоев металла и перераспределения напряжений. В связи с тем, что конструирование технологичной машиностроительной заготовки, удовлетворяющей требованиям литейщиков, далеко не всегда возможно и в отливках возникают значительные перепады температур, приводящие к развитию локальных напряжений и деформаций, перед заключительной механической обработкой целесообразно осуществлять искусственное раскредоточение деформаций и напряжений.

Традиционно коробление литых и сварных изделий рекомендуется устранять посредством дополнительной термообработки [1,2]. Однако, в определенных случаях эффект термообработки может иметь отрицательные последствия, так как при нагреве внутренние остаточные напряжения суммируются с термическими и, в конечном счете, увеличивают искажение геометрии заготовки или способствуют возникновению трещин. Кроме того, далеко не на всех машиностроительных предприятиях имеются достаточные производственные мощности для выполнения термообработки в полном объеме. В качестве альтернативного варианта многими исследователями предлагается использовать низкочастотную виброобработку, обеспечивающую достаточно полное снятие внутренних напряжений в готовом изделии [3-5]. Помимо этого виброобработка позволяет

оперативно влиять на напряженное состояние изделия в процессе эксплуатации. Вместе с тем, как показывает практика, выбор рациональных режимов виброобработки представляется комплексной задачей, при решении которой необходимо учитывать геометрические размеры, форму изделия и его функциональное назначение.

Целью настоящей работы является исследование эффективности низкочастотной виброобработки для снятия внутренних остаточных и эксплуатационных напряжений в крупных корпусных отливках. В качестве объекта исследований были выбраны изложницы для разлива кузнечных слитков, которые эксплуатируются в крайне тяжелых условиях из-за неравномерности нагрева отдельных их зон и объемов, быстрого изменения температуры в стенке изложницы в ходе заливки стали, механических ударов и повреждений при извлечении слитков и пр. Соответственно основными причинами выхода изложниц из строя являются различного рода трещины, которые развиваются вследствие динамически изменяющегося внутреннего напряженного состояния в стенках изложниц.

В результате экспериментальных исследований, выполненных для различных типов промышленных кузнечных изложниц, установлено, что достаточно часто (30-60% от общего количества) уровень внутренних остаточных напряжений в стенках изложниц может оказаться весьма значительным (на уровне $0,40-0,70 \sigma_s$ и более от показателя временного сопротивления разрушению) еще до начала их эксплуатации [6,7]. По существу такой высокий уровень внутренних напряжений в отливке изложницы определяется специфической формой изложниц (жесткая коробчатая конструкция) в совокупности с условиями охлаждения изложниц в литейной форме и после выбивки в "шубе".

Для снятия внутренних остаточных напряжений в стенках изложниц предлагается использовать низкочастотную виброобработку перед началом или в процессе их эксплуатации. Установка для вибрационного воздействия включает преобразователь частоты, электродвигатель, механический вибратор и пьезоэлектрические индикаторы амплитуды колебаний. Вибратор крепится непосредственно к стенке изложницы, которую располагают либо на упругой прокладке, либо на песчаной подстилке. Контроль уровня внутренних напряжений в стенках изложниц осуществляется с помощью специального прибора неразрушающего контроля, в основу работы которого положен принцип изменения магнитной проницаемости среды при изменении ее внутреннего напряженного состояния [7,8].

Для определения рациональных параметров низкочастотной виброобработки и характера их влияния на степень снятия внутренних остаточных напряжений были проведены опытно-промышленные исследования. Установлено, что наибольший эффект виброобработки достигается при частотах, близких к частотам собственных колебаний

изложницы. Определение спектра частот собственных колебаний изложницы целесообразно осуществлять экспериментально посредством сканирования частоты вынужденных колебаний в диапазоне 5-100 Гц. Характерной особенностью прохождения резонансных точек является при этом резкое увеличение амплитуды колебаний стенок изложницы (в 3-5 раз и более). В зависимости от геометрической формы изложниц и толщины стенок в указанном выше частотном диапазоне могут находиться по меньшей мере 6-8 резонансных точек. Сравнение эффективности снятия остаточных внутренних напряжений при виброобработке на различных резонансных частотах, выполненное на рис. 1, показывает, что для резонансных частот первого и второго порядка (а) характерно более глубокое снятие остаточных напряжений. Однако, в этом случае требуется достаточно точная фиксация периода обработки, поскольку при его увеличении свыше критического может наблюдаться повышение внутренних напряжений в стенках изложниц. Для резонансных частот третьего-пятого порядков следует отметить более плавное снятие внутренних остаточных напряжений при некотором уменьшении общего эффекта обработки (б).

Экспериментально установлено, что максимальный эффект снятия внутренних остаточных напряжений может быть достигнут в том случае, когда отливку подвергают виброобработке последовательно на нескольких резонансных частотах. По нашему мнению, виброобработку целесообразно начинать с резонансных частот более высокого порядка (5-6 порядок), поскольку при этом снижается вероятность разрушения изложницы в результате дополнительных нагрузок, возникающих при наложении вибрации. По мере снятия внутренних напряжений (и снижения эффекта воздействия на соответствующей рабочей частоте) дальнейшую виброобработку следует продолжать на резонансных частотах меньшего порядка, изменяя их последовательно в сторону уменьшения. Как показала практика, для большинства типов металлургических изложниц оказывается достаточной обработка на 3-х диапазонах резонансных частот. Причем последний диапазон частоты должен соответствовать резонансной частоте первого порядка. Характер изменения уровня внутренних остаточных напряжений в процессе такой обработки представлен на рис.1 в). Как видно из приведенных данных, общая длительность виброобработки изложницы может составлять 11-12 минут. Сравнение напряженного состояния изложниц до и после виброобработки позволило установить, что в результате комплексного воздействия на трех частотных диапазонах общий уровень внутренних напряжений в изложнице снижается на 60-80%. При этом наибольшее уменьшение внутренних напряжений наблюдается в первую очередь в зонах с максимальными значениями напряжений до начала воздействия. Следовательно, в процессе виброобработки происходит не только

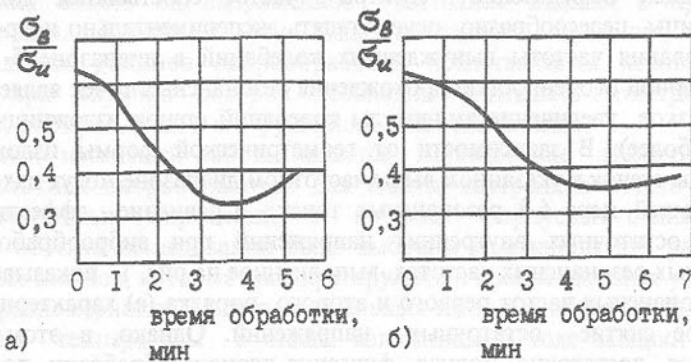


Рисунок 1 - Изменение внутренних остаточных напряжений в стенках изложницы в процессе виброобработки:

- а) виброобработка на резонансной частоте первого или второго порядка;
 б) виброобработка на резонансной частоте третьего-пятого порядков;
 в) виброобработка последовательно на резонансных частотах разных порядков:
 I - резонансная частота пятого порядка;
 II - резонансная частота третьего порядка;
 III - резонансная частота первого порядка.

снижение уровня внутренних остаточных напряжений в целом по изложнице, но и их более равномерное распределение.

Для изучения напряженного состояния изложниц в процессе эксплуатации для опытных (с наложением вибрации) и сравнительных (без воздействия вибрации) изложниц создавались примерно одинаковые условия работы. Характерной особенностью распределения внутренних напряжений в изложницах, подвергнутых виброобработке, является более медленное их увеличение с ростом количества наливов. При этом в зонах с меньшими напряжениями рост происходит быстрее, что приводит к более равномерному их распределению во всем объеме заготовки. Момент проведения вибрационной обработки, по мнению автора, следует связывать с условиями зарождения микротрещин и локальных разрушений в изложнице. Очевидно, в зависимости от материала и условий эксплуатации для любой изложницы существует определенное пороговое значение внутренних напряжений, по достижению которого в ней начинаются необратимые деформации, приводящие к образованию микротрещин. Наличие такого порогового значения внутренних напряжений в изложнице очень существенно. Так как в процессе эксплуатации изложниц идет не только постепенное накопление в них внутренних напряжений, но и происходит резкое изменение напряженного состояния в ходе заливки стали, то переход через этот порог может привести к выходу изложницы из строя. Например, в приведенных экспериментах установлено, что максимальный эффект вибрационной обработки достигается в изложницах с начальным уровнем внутренних напряжений 70-130 МПа. В изложницах с начальным уровнем внутренних напряжений выше 150 МПа наблюдается существенное уменьшение стойкости (даже ниже стойкости сравнительных), что, видимо, следует объяснять негативным действием вибрации. Вероятно, такой эффект виброобработки связан с тем, что в этом случае сумма величин начальных внутренних напряжений, вызываемых вибрационным воздействием, оказывается достаточной для образования микротрещин и микроразрушений, ускоряющих выход из строя изложницы в целом.

Исходя из полученных экспериментально результатов, для промышленного использования могут быть рекомендованы два варианта технологического процесса виброобработки изложниц:

а) виброобработка перед началом эксплуатации (при наличии в стенках изложниц внутренних остаточных напряжений на уровне $(0,4-0,7) \sigma_b$ и более);

б) виброобработка изложниц после 5-10 наливов (при отсутствии высокого уровня внутренних остаточных напряжений перед началом эксплуатации).

Технология низкочастотной виброобработки чугуновых изложниц успешно использована для повышения их стойкости на нескольких металлургических и машиностроительных предприятиях Украины. В

зависимости от конструкции, материала и условий эксплуатации увеличение стойкости изложниц в среднем составляет 10-20%. Реализация предлагаемой технологии повышения эксплуатационной стойкости металлургических изложниц не требует капитальных затрат и закупки дорогостоящего оборудования.

В дальнейшем технология вибрационной обработки и методика выбора рациональных параметров воздействия была распространена также на другие отливки типа "корпус" (отливка корпуса редуктора, отливки корпусов запорных клапанов и заслонок, отливка шлаковой чаши и пр.) [9,10]. При этом стабилизирующая вибрационная обработка выполнялась по рассмотренной выше схеме и осуществлялась перед механической обработкой базовых поверхностей и исключала необходимость выполнения дорогостоящей термообработки, направленной на снятие внутренних литейных напряжений.

Перечень ссылок

1. Сагалевиц В.М. Методы устранения сварочных деформаций и напряжений. - М.: Машиностроение, 1974. - 248 с.
2. Константинов Л.С., Труков А.П. Напряжения, деформации и трещины в отливках. - М.: Машиностроение, 1981. - 198 с.
3. Рагульскис К.М., Стульпинас Б.Б., Толутис К.Б. Вибрационное старение. - М.: Машиностроение, 1974. - 72 с.
4. Анистратов В.Д., Гини Э.Ч. Вибрационное старение корпусных чугунных деталей станков. - М.: НИИМАШ, 1981. - 36 с.
5. Иванов Ю.А. Вибрационное старение корпусных деталей // Технология и организация производства. - 1974. N10. - С.20-21.
6. Исследование влияния низкочастотной виброобработки на изменение напряженного состояния изложниц / А.Н.Смирнов, С.В.Пильгук, И.А.Орлов, Т.В.Чернобаева // Известия вузов. Черная металлургия. 1996. N4. С.26-30.
7. Скребцов А.М., Большаков Л.А., Чоповский А.Г. Снижение расхода на металлургических предприятиях. Киев: Техника, 1987. - 91 с.
8. Мехонцев Ю.Я. Магнитоупругие датчики для исследования остаточных напряжений // Остаточные напряжения. Свердловск: 1971. - С.91-111.
9. Применение виброобработки для повышения качества отливок изложниц и шлаковых чаш / А.Н.Смирнов, Ю.В.Петтик, Г.В.Рязанцев, И.А.Орлов // Литейное производство. 1991. N7. - С.21-22.
10. Применение вибрационной обработки для повышения качества отливок / В.А.Белевитин, А.Г.Шестов, А.Н.Смирнов, Ю.В.Петтик и др. // Химическое и нефтяное машиностроение. 1990. N1. - С.33-34.

ВЛИЯНИЕ РЕМОНТНО-ПРОФИЛАКТИЧЕСКИХ РАБОТ НА СОСТОЯНИЕ МАШИН

Сопилкин Г.В., Сидоров В.А., Ошовская Е.В.

Срок службы машин, находящихся в эксплуатации, зависит от качества обслуживания и выполнения ремонтно-профилактических работ, соблюдения правил технической эксплуатации, наличия и качества смазки, значений динамических нагрузок и других причин. Указанные факторы в той или иной степени влияют на вибрацию машины. Наиболее контролепригодными и информативными параметрами вибрации являются виброскорость V и ударные импульсы dB_n и ΔdB_i . К основным факторам, влияющим на вибрацию, можно отнести балансировку (Б), центровку (Ц) вращающихся деталей машин, затяжку резьбовых соединений (З) и износ (И). Тогда, виброскорость можно представить как функцию от указанных воздействий $V = f(B, Ц, З, И)$.

При конструировании деталей машин вибрации учитываются чаще всего косвенным образом. Например, в расчетах подшипников на долговечность - введением коэффициента безопасности. При этом предполагается, что вибрации в процессе эксплуатации не превысят некоторого допустимого значения, т.е. $V_0 \leq V \leq V_d$, где V_0, V_d - значения виброскорости новой детали и детали, подлежащей замене. Однако, на практике вибрация зачастую превышает допустимые нормы, что значительно снижает расчетный ресурс подшипников и создает аварийные ситуации. Таким образом, долговечность (ресурс) подшипников является функцией виброскорости $L = f(V)$ и может использоваться в качестве критерия эффективности для оценки проведенных ремонтно-профилактических работ.

В данной работе рассматривается один из возможных подходов к оценке ресурса эксплуатируемых подшипников с учетом виброскорости на примере подшипников качения вентиляторов типа ДН-19 и В2ДН-2 (рисунок 1), а также дается оценка влияния профилактических воздействий на значения виброскорости и ударных импульсов.

Рассмотрим расчет подшипников качения вентиляторов указанных типов на долговечность. Статические нагрузки при силе тяжести вала $G_B = 2.1$ кН и силе тяжести ротора $G_P = 8.5$ кН определяются из условия равновесия:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0; & R_A &= \frac{G_B L_1 / 2 + G_P (L_1 + L_2)}{L_1}; \\ \sum M_A &= 0; & R_B &= \frac{G_P L_2 - G_B L_1 / 2}{L_1}. \end{aligned}$$

Так как нагрузка на подшипник А больше нагрузки на подшипник В, то в дальнейшем расчет проводим по подшипнику А. При $L_1 = 0.85$ м и $L_2 = 0.52$ м получили $R_A = 14.7$ кН.

Расчет долговечности проводим по формуле:

$$L = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{N} \right)^p,$$

где n - частота вращения вала, $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$;

C - динамическая грузоподъемность подшипника 3530, $C = 432 \text{ кН}$;

p - показатель степени для роликоподшипников, $p = 3.3$;

 N - эквивалентная нагрузка

$$N = R_A \cup K_S K_T,$$

где ν - коэффициент вращения кольца, $\nu = 1.0$;

K_B - коэффициент безопасности, $K_B = 1.5$;

K_T - температурный коэффициент, $K_T = 1.0$.

При этих условиях долговечность подшипника $A - L = 22040$ часов.

Замеры виброскорости на вентиляторах Донецкого металлургического завода показали, что иногда виброскорость превышает допустимые значения в 2-4 раза и достигает 20-40 мм/с. По этим машинам проведена безразборная динамическая балансировка роторов в собственных опорах. После чего вибрация опор вентилятора оказалась в допустимых пределах, а масса компенсирующего груза прямопропорциональна начальному значению виброскорости (рисунок 2). Известно, что центробежная сила возникающая при установке компенсирующего груза :

$$P_{\text{ком}} = m \rho \omega^2,$$

где m - масса компенсирующего груза;

ρ - расстояние от оси вращения до точки установки компенсирующего груза :

ω - угловая скорость вала ротора.

уравновешивает центробежную силу дисбаланса P_d , пропорциональную вибрации опор и вызывающую дополнительную нагрузку ΔR_A на подшипник А:

$$\Delta R_A = \frac{R_A \cdot (L_1 + L_2)}{L_1}$$

Следовательно, при расчете на долговечность, в случае превышения вибрацией допустимых значений, эквивалентная нагрузка будет равна:

$$N' = R_A \cup K_E K_T + \Delta R_A.$$

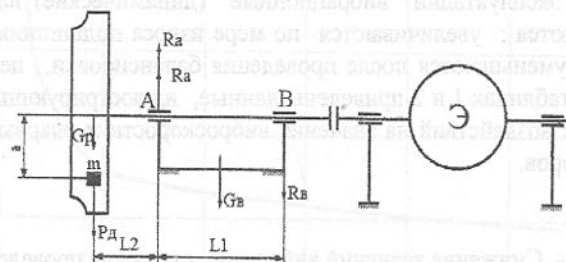


Рисунок 1 - Кинематическая схема вентилятора типа ДН

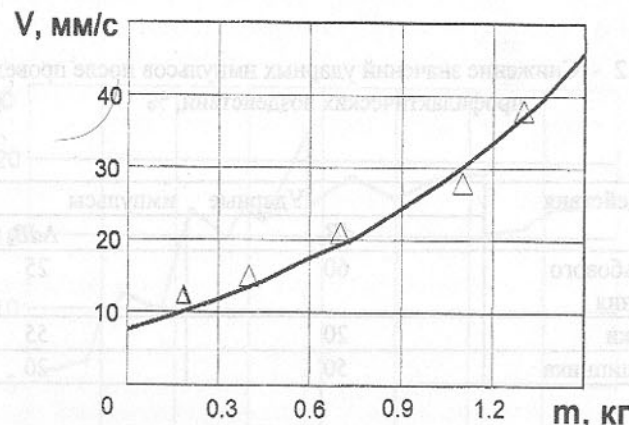


Рисунок 2 - Зависимость массы компенсирующего груза от виброскорости

Возникновение ΔR_A уменьшает ресурс подшипника. Результаты расчетов, проведенные для различных значений виброскорости, приведены на рисунке 3.

В процессе эксплуатации вибрационные (динамические) нагрузки на подшипник меняются: увеличиваются по мере износа подшипника или при разбалансировке, уменьшаются после проведения балансировки, центровки и др. (рисунок 4). В таблицах 1 и 2 приведены данные, иллюстрирующие влияние профилактических воздействий на значения виброскорости и ударных импульсов для вентиляторов.

Таблица 1 - Снижение значений виброскорости после проведения профилактических воздействий, %

Вид воздействия	Составляющие виброскорости		
	вертикальная	горизонтальная	осевая
балансировка	20 - 30	25 - 40	20 - 35
центровка	10 - 60	10 - 40	10 - 54

Таблица 2 - Снижение значений ударных импульсов после проведения профилактических воздействий, %

Вид воздействия	Ударные импульсы	
	dB_n	ΔdB_i
затяжка резьбового соединения	60	25
замена смазки	20	55
замена подшипника	50	20

В этом случае действительный ресурс подшипника можно определить по графику (рисунок 3), используя значение эквивалентной виброскорости:

$$V_3 = \frac{\sum_{i=1}^n V_i t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}$$

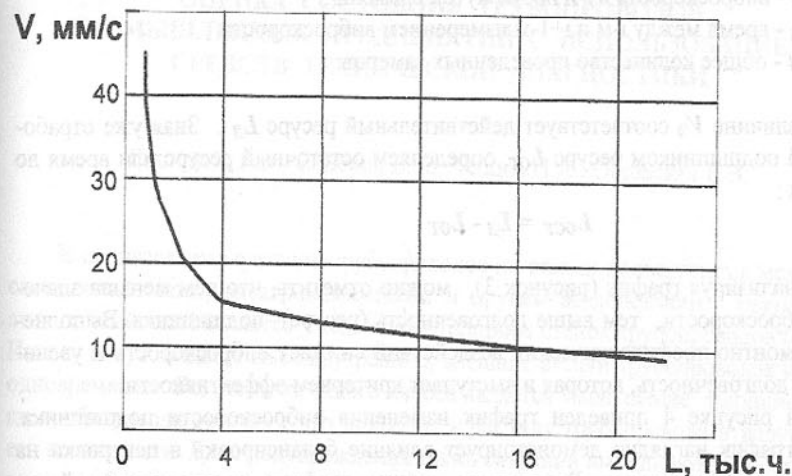


Рисунок 3 - График зависимости $L=f(V)$

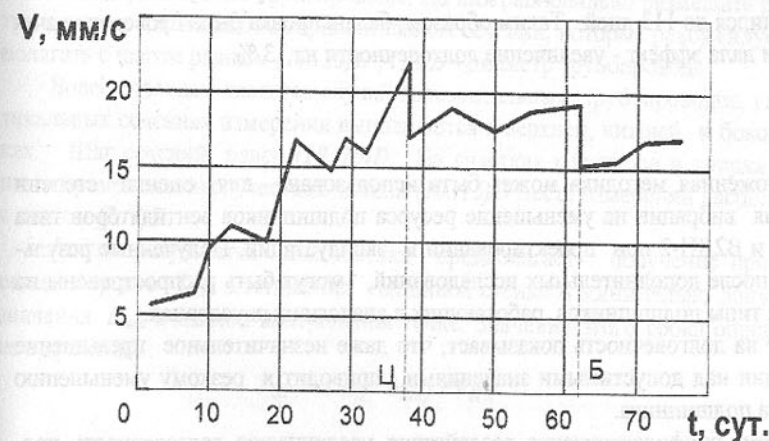


Рисунок 4 - Изменение виброскорости подшипника

где V_i - виброскорость в i -й промежуток времени;
 t_i - время между i -м и $i+1$ -м измерением виброскорости;
 n - общее количество проведенных замеров.

Величине V_3 соответствует действительный ресурс L_d . Зная уже отработанный подшипником ресурс $L_{от}$, определяем остаточный ресурс или время до замены:

$$L_{ост} = L_d - L_{от}.$$

Анализируя график (рисунок 3), можно отметить, что чем меньше значение виброскорости, тем выше долговечность (ресурс) подшипника. Выполнение ремонтно-профилактических воздействий снижает виброскорость и увеличивает долговечность, которая и выступает критерием эффективности.

На рисунке 4 приведен график изменения виброскорости подшипника. Этот график наглядно демонстрирует влияние балансировки и центровки на значения виброскорости. Рассмотрим участок графика, соответствующий периоду $t = 62$ дня. Отработанный ресурс подшипника $L_{от}$ при этом равен 1.5 тыс. часов, а эквивалентная виброскорость $V_3 = 15.8$ мм/с. По графику (рисунок 3) находим, что действительный ресурс подшипника $L_d = 3.9$ тыс. часов. Тогда, остаточный ресурс равен $L_{ост} = 3.9 - 1.5 = 2.4$ тыс. часов, т.е. подшипник проработает до замены еще 100 дней. После проведения балансировки ротора вентилятора эквивалентная виброскорость снизилась до 15.1 мм/с, при этом действительный ресурс $L_d = 4.2$ тыс. часов, а срок службы подшипника увеличился до 113 дней. Таким образом, балансировка была проведена качественно и дала эффект - увеличение долговечности на 13 %.

Выводы

1. Предложенная методика может быть использована для оценки степени влияния вибрации на уменьшение ресурса подшипников вентиляторов типа ДН-19 и В2ДН-2 при проектировании и эксплуатации. Полученные результаты, после дополнительных исследований, могут быть распространены на другие типы подшипников, работающих в аналогичных условиях.
2. Расчет на долговечность показывает, что даже незначительное превышение вибрации над допустимыми значениями, приводит к резкому уменьшению ресурса подшипника.
3. Ремонтно-профилактические воздействия увеличивают долговечность подшипников.

ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СРЕДСТВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Сопилкин Г.В., Сидоров В.А., Ченцов Н.А., Ошовская Е.В.

В процессе эксплуатации трубопроводов их стенки подвергаются механическим, химическим, электрохимическим и другим воздействиям. Результатом этих воздействий является уменьшение толщины стенок трубопроводов (износ). Износу могут подвергаться внутренние, внешние стенки трубопроводов или обе одновременно. Результатом такого износа является уменьшение толщины стенок трубопровода до нуля, что приводит к разрыву трубопровода и нарушению его целостности. Для предупреждения таких ситуаций выполняются замены участков трубопроводов.

Для определения обоснованных сроков и объемов замены участков трубопроводов используют ультразвуковые средства технической диагностики. Например, переносные портативные толщинометры типа УТ-56Б, УТ-93П, "Кварц-15" и др., имеющие цифровую индикацию измерений и автономное питание.

Основным вопросом, решаемым при планировании диагностик, является расположение контрольных точек на трубопроводе. Наиболее простым случаем являются вертикальные трубопроводы. На них рационально размещать по 4 контрольные точки в каждом горизонтальном сечении, которые рекомендуется располагать с шагом равным $(10..15)D$, где D - диаметр трубопровода.

Более сложным является случай горизонтальных трубопроводов, где в вертикальных сечениях измерения выполняются в верхней, нижней и боковой точках. Шаг сечений равен $(10..15)D$. На участках перегибов и сопряженных с ними прямолинейных участках длиной $(10..15)D$ места измерений располагаются с шагом $(2..3)D$.

Анализ результатов диагностики предполагает получение прогнозных оценок сроков $T_{пр}$ достижения толщины стенки Δ минимально допустимого значения Δ_{min} в данной контрольной точке. Значение этого срока определяется из выражения:

$$T_{пр} = (\Delta_d - \Delta_{min}) / V_n,$$

где Δ_d - толщина стенки, полученная в результате диагностирования;
 V_n - расчетная скорость износа трубопровода.

Предполагая, что при неизменных условиях эксплуатации за период между последней и предпоследней диагностикой и за весь период упреждения прогноза скорость $V_n = const$, ее можно определить из выражения:

$$V_{и} = (\Delta_d - \Delta_{d-1}) / (T_d - T_{d-1}),$$

где Δ_d, Δ_{d-1} - толщина стенки трубопровода, определенная при последней и предпоследней диагностик;

T_d, T_{d-1} - сроки последней и предпоследней диагностики.

В связи с тем, что износ трубопроводов носит локальный характер и измерения проводятся в фиксированных точках, принято $\Delta_{\min} = 0.5\Delta_{\text{нов}}$, где $\Delta_{\text{нов}}$ - толщина стенки нового трубопровода.

Разработанные теоретические положения были использованы при проведении диагностики и выдаче рекомендаций на сроки замены промышленных трубопроводов. Для диагностики использовались следующие приборы:

- 1) толщиномер ультразвуковой УТ-93П с преобразователем П-112-5-12 2-6-002;
- 2) прибор "Кварц-15" с преобразователем П-112-2.5-М16.

Приборы калибровались на частоте 2.5 МГц, при этом погрешность измерений не превышала 0.1 мм. В процессе диагностирования периодически выполнялись контрольные замеры скорости распространения ультразвука в стенке трубы и эталонах. В обоих случаях она составила 60-80 м/с, что указывало на одинаковое акустическое сопротивление материала трубы и эталонов.

При планировании диагностирования было принято решение размещать контрольные точки (сечения) в областях трубопроводов, находящихся над опорами, а также на входе и выходе в сооружения. При этом минимальное расстояние между сечениями составило 1.0 м, а максимальное - 4.0 м, что соответствует рекомендациям. Схема расположения сечений приведена на рисунке 1. В каждом сечении измерения выполнялись в 3-х точках: верхней (в), боковой (б) и нижней (н). На входе и выходе в сооружения трубопроводы выполнены из труб с большей толщиной стенки (сечения 0, 1, 16).

Результаты проведенных диагностик приведены в таблице 1. Анализ полученных результатов позволил получить оценки, приведенные в таблице 2, которая содержит сроки рекомендованной замены трубопроводов. Учитывая стохастический (случайный) характер износа, рекомендуется за год до наступления времени замены провести контрольную диагностику и уточнить сроки замены.

Опираясь на результаты диагностик, приведенные в таблице 1, можно выбрать наиболее изношенные участки трубопроводов и заменить только их. Такой подход обеспечит снижение затрат на проведение ремонтов.

Использование результатов проведенного обследования позволило сократить объем работ по замене трубопроводов на 50% по сравнению с запланированным. Последующие наблюдения указывают на правильность принятых технических решений. При этом аварийных ситуаций, связанных с прорывами на обследованных трубопроводах, не наблюдалось. Аналогичные результаты были получены и на других объектах.

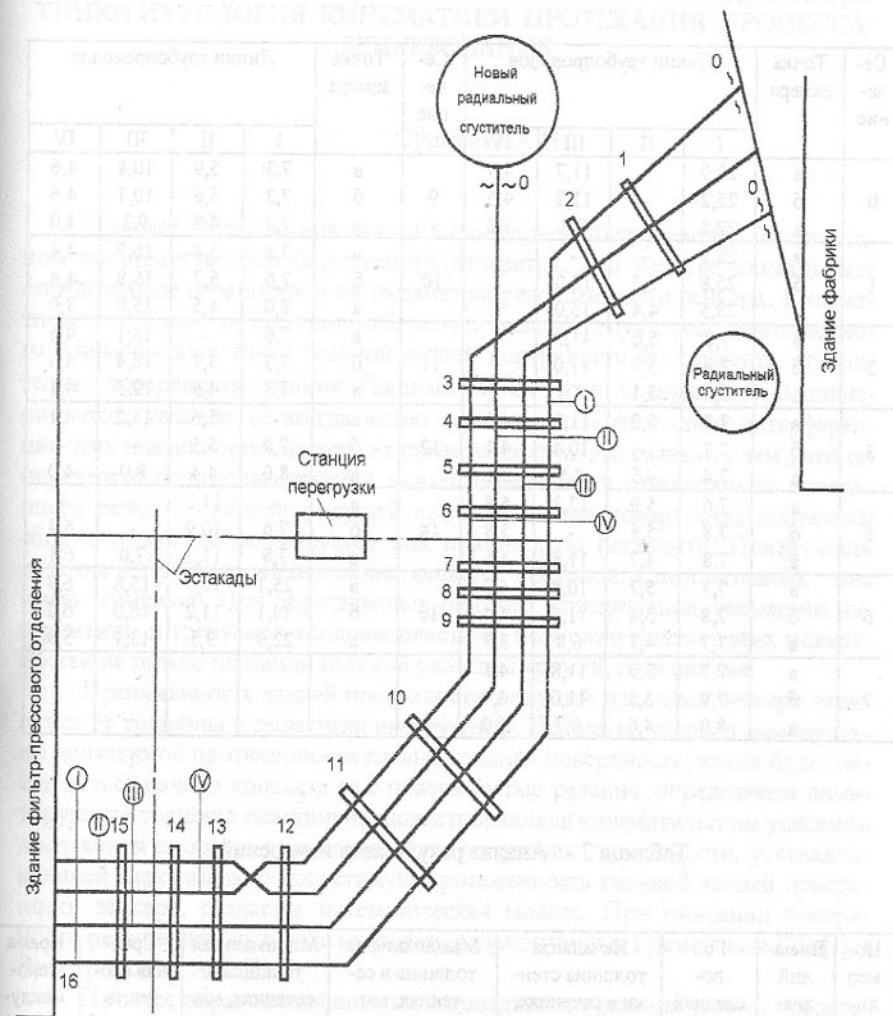


Рисунок 1 - Схема расположения сечений замеров:

0 - 16 - сечения;

I, II, III, IV - линии трубопроводов

Таблица 1 - Результаты измерений толщины стенок, мм

Сечение	Точка замера	Линии трубопроводов				Сечение	Точка замера	Линии трубопроводов			
		I	II	III	IV			I	II	III	IV
0	в	25,9	-	11,7	4,9	9	в	7,3	5,9	10,8	4,6
	б	25,2	-	11,2	4,6		б	7,3	5,6	10,7	4,6
	а	22,5	-	8,8	3,2		а	7,4	4,8	9,3	4,0
1	в	23,5	-	-	-	10	в	7,8	5,4	16,7	4,4
	б	25,8	5,7	18,0	-		б	7,6	5,7	16,8	4,4
	а	25,5	4,4	15,0	-		а	8,0	4,5	15,0	3,0
2	в	7,8	5,6	11,2	-	11	в	7,6	-	16,1	4,6
	б	7,9	5,7	11,0	-		б	7,3	5,7	16,4	4,6
	а	7,8	5,1	8,4	-		а	7,3	4,5	12,5	4,1
3	в	7,5	5,7	11,5	4,3	12	в	-	5,6	11,2	4,1
	б	7,7	-	10,4	4,1		б	7,9	5,5	-	-
	а	7,4	4,5	8,5	3,2		а	8,0	4,4	8,0	4,0
5	в	7,6	5,9	17,3	5,8	14	в	-	11,2	-	-
	б	7,8	5,8	-	5,8		б	7,6	10,9	-	6,4
	а	7,8	4,7	11,8	4,6		а	7,8	11,3	7,0	6,1
6	в	7,7	5,7	10,8	4,2	16	в	25,1	10,7	15,8	6,7
	б	7,8	5,4	11,5	4,4		б	24,1	11,2	16,0	6,2
	а	7,7	4,7	6,8	3,7		а	22,9	9,5	13,1	5,9
7	в	7,7	5,9	11,8	4,5		в				
	б	7,9	5,5	11,0	4,4		б				
	а	8,0	4,6	6,7	4,0		а				

Таблица 2 - Анализ результатов измерений

Номер линии, мм	Внешний диаметр, мм	Год последней замены	Начальная толщина стенки в сечениях, мм		Максимальная толщина в сечениях, мм		Минимальная толщина в сечениях, мм		Средняя скорость износа, мм/год	Время рекомендуемой замены, год
			2-15	0,1,16	2-15	0,1,16	2-15	0,1,16		
I	326	1978	8.0	26.0	8.0	25.9	6.1	23.5	0.15	2004
II	326	1988	6.0	12.0	5.9	11.3	4.4	9.5	0.53	1994
III	276	1988	12.0	18.0	11.7	18.0	6.7	11.8	1.75	1992
IV	158	1978	6.0	8.0	5.8	6.7	3.0	5.9	0.23	1991

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИМИТИРУЮЩЕЙ ТОЛЩИНЫ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНКИ ИЗ УСЛОВИЯ КИНЕМАТИКИ ПРОТЕКАНИЯ ПРОЦЕССА ЗЕНКЕРОВАНИЯ

Сурженко А.Н.

Процесс зенкерования связан с движением инструмента в ограниченном пространстве обрабатываемого отверстия. Это условие накладывает определенные ограничения на параметры режущей части зенкера. Кинематические условия протекания рабочего процесса требуют беспрепятственного движения всех точек главной задней поверхности инструмента относительно поверхности резания. Главный задний угол α , служащий выполнению этого условия, не всегда может гарантировать отсутствие интерференции этих поверхностей на всей их протяженности. Это связано с тем, что он определяет положение главной задней поверхности относительно поверхности резания вблизи режущей кромки. Задняя поверхность пластинки сборного зенкера формируется, как правило, по плоскости. Поверхность резания в процессе зенкерования является винтовой. Следовательно, она имеет кривизну. При определенных режимах зенкерования, геометрии инструмента и требуемой толщине пластины возможен контакт этих поверхностей не только по линии главной режущей кромки, но и вне нее.

Протяженность задней поверхности режущей пластины зенкера зависит от ее толщины и геометрии инструмента. Исходя из условия максимально допустимой протяженности главной задней поверхности, когда будет наблюдаться начало контакта ее с поверхностью резания, определяется лимитирующая толщина пластинки, удовлетворяющая кинематическим условиям протекания процесса обработки. Для получения зависимости, устанавливающей максимально допустимую протяженность главной задней поверхности зенкера, создается математическая модель. При описании поверхности резания используются методики, разработанные Грановским Г.И. [1] и Виноградовым А.А. [2].

Процесс образования винтовой поверхности резания можно представить следующим образом. Главная режущая кромка зенкера, вращаясь вокруг оси и одновременно перемещаясь на величину подачи S , за каждый оборот инструмента описывает винтовую поверхность (рис.1). Характер поверхности резания в прямоугольной системе координат определяется углом φ , составленным отрезком главной режущей кромки (образующей винтовой поверхности) с положительным направлением оси Z , минимальным радиусом режущей части инструмента $R_{\min}$ и параметром винтовой поверхности $\rho = S/(2 \cdot \pi)$. За независимые переменные параметры принимается

отрезок АВ и угол Θ , образуемый радиус-вектором $R_{\min}$ точки В с положительным направлением оси X [2]. Тогда координаты произвольной точки m_i , лежащей на отрезке АВ, будут:

$$\left. \begin{aligned} X &= (R_{\min} + Bm_i \cdot \sin \varphi) \cdot \cos \Theta; \\ Y &= (R_{\min} + Bm_i \cdot \sin \varphi) \cdot \sin \Theta; \\ Z &= \frac{S \cdot \Theta}{2\pi} + Bm_i \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (1).$$

Уравнение (1) является параметрическим уравнением открытой винтовой поверхности резания в прямоугольных координатах XYZ.

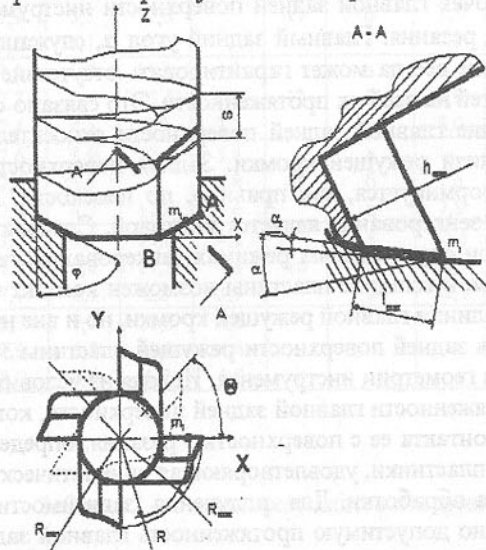


Рисунок 1 - Винтовая поверхность, формируемая главной режущей кромкой

Задняя поверхность зенкера, как плоскость, задается семейством прямых линий, каждая из которых проходит через главную режущую кромку инструмента и перпендикулярна последней. Положение каждой прямой определяется отрезком Bm_{const} и главным задним углом α . Длина отрезка равная l устанавливает расстояние между точками пересечения прямой линии, принадлежащей главной задней поверхности зенкера, с винтовой поверхностью (1). Причем одна точка контакта лежит на главной режущей кромке, вторая вне ее. Координата предположительной точки пересечения прямой линии задней поверхности пластины с винтовой поверхностью резания, вне отрезка главной режущей кромки, определится системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} X &= R_{\min} + Bm_{\text{const}} \cdot \sin \varphi; \\ Y &= l \cdot \cos \alpha; \\ Z &= l \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi + Bm_{\text{const}} \cdot \cos \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (2).$$

где α - статический главный задний угол зенкера;
 φ - главный угол в плане.

Совместное решение систем уравнений (1) и (2) дает возможность определить величину отрезка l , необходимого впоследствии для установления лимитирующего значения толщины пластины, позволяющей беспрепятственное движение задней поверхности инструмента относительно поверхности резания. Тогда:

$$\left. \begin{aligned} R_{\min} + Bm_{\text{const}} \cdot \sin \varphi &= (R_{\min} + Bm_i \cdot \sin \varphi) \cdot \cos \Theta; \\ l \cdot \cos \alpha &= (R_{\min} + Bm_i \cdot \sin \varphi) \cdot \sin \Theta; \\ l \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi + Bm_{\text{const}} \cdot \cos \varphi &= \frac{S \cdot \Theta}{2\pi} + Bm_i \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (3).$$

Из системы уравнений (3) выражаем параметр l . Для этого воспользуемся третьим уравнением системы (3), из которого выделяется Bm_i ,

$$Bm_i = l \cdot \sin \alpha \cdot \tan \varphi + Bm_{\text{const}} - \Theta \cdot \frac{S}{2\pi \cdot \cos \varphi}. \quad (4).$$

После подстановки выражения (4) в первое уравнение системы (3) получим

$$\begin{aligned} R_{\min} + Bm_{\text{const}} \cdot \sin \varphi &= (R_{\min} + l \cdot \sin \alpha \cdot \tan \varphi \cdot \sin \varphi + \\ &+ Bm_{\text{const}} \cdot \sin \varphi - \Theta \cdot \frac{S \cdot \tan \varphi}{2\pi}) \cdot \cos \Theta. \end{aligned} \quad (5).$$

С целью упрощения выражения (5) принимаются следующие обозначения:

$R = R_{\min} + Bm_{\text{const}} \cdot \sin \varphi$ - радиус окружности, по которой движется точка главной режущей кромки m_i ;

$$f = \sin \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \tan \varphi;$$

$$P_f = \frac{S \cdot \tan \varphi}{2\pi}.$$

После подстановки обозначений выражение (5) имеет вид

$$R = (R + l \cdot f - \Theta \cdot P_f) \cdot \cos \Theta. \quad (6).$$

В уравнении (6) не определен переменный параметр Θ . Разделив второе выражение на первое в системе (3) приходим к зависимости, с учетом ранее принятых обозначений

$$\tan \Theta = \frac{l \cdot \cos \alpha}{R}. \quad (7).$$

После тригонометрических преобразований получим зависимости:

$$\sin \Theta = \frac{l \cdot \cos \alpha}{\sqrt{R^2 + l^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \quad (8).$$

$$\cos \Theta = \frac{R}{\sqrt{R^2 + l^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \quad (9).$$

При подстановке выражений (8), (9) в (6) принимается следующее допущение: $\Theta = \sin \Theta$. Принятое допущение возможно вследствие малости угла Θ и дает максимальную относительную погрешность расчетов, для всех возможных вариантов типоразмеров зенкеров, равную 0,2%. После подстановки всех принятых допущений и обозначений, выражение (6) принимает следующий вид

$$R = \left(R + l \cdot f - P_f \cdot \frac{l \cdot \cos \alpha}{\sqrt{R^2 + l^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \right) \cdot \frac{R}{\sqrt{R^2 + l^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \quad (10).$$

Упростив и преобразовав выражение (10), выделяется параметр l . Уравнение для этой величины имеет следующий вид

$$l^3 \cdot (\cos^4 \alpha - f^2 \cdot \cos^2 \alpha) + l^2 \cdot (2P_f \cdot \cos^3 \alpha - 2R \cdot f \cdot \cos^2 \alpha) + l \cdot (R^2 \cdot \cos^2 \alpha + P_f^2 \cdot \cos^2 \alpha - f^2 \cdot R^2) - 2R^2 \cdot P_f \cdot \cos \alpha - 2 \cdot R^3 \cdot f = 0. \quad (11).$$

Выражение (11) является кубическим уравнением. В нем принимаются обозначения:

$$\begin{aligned} a &= \cos^4 \alpha - f^2 \cos^2 \alpha; \\ b &= 2P_f \cdot \cos^3 \alpha - 2R \cdot f \cdot \cos^2 \alpha; \\ c &= R^2 \cdot \cos^2 \alpha + P_f^2 \cdot \cos^2 \alpha - f^2 R^2; \\ d &= 2R^2 \cdot P_f \cdot \cos \alpha - 2R^3 \cdot f. \end{aligned}$$

Выражение (11), после подстановки принятых обозначений, приводится к виду

$$l^3 a + l^2 b + l c + d = 0. \quad (12).$$

Решение уравнения (12) осуществляется в соответствии с методикой [3]. Производя расчеты, во внимание принимаются только действительные и положительные корни. Минимальный корень уравнения (12) является максимально допустимой толщиной режущей пластинки сборного зенкера.

Для решения системы уравнений (3) можно предложить второй, более приближенный способ. В выражение (6) вместо Θ подставляется $\tan \Theta$. Принятое допущение дает максимальную относительную погрешность, равную 0,4%, для всего диапазона типоразмеров зенкеров от $R_{\min} = 5$ мм до $R_{\max} = 60$ мм.

Выражение (6), после подстановки принятого допущения, принимает следующий вид

$$R = \left(R + l \cdot f - \frac{l \cdot \cos \alpha}{R} P_f \right) \cdot \frac{R}{\sqrt{R^2 + l^2 \cos^2 \alpha}} \quad (13).$$

Из выражения (13) определяется параметр l

$$l = \frac{2R^2(R \cdot f - P_f \cdot \cos \alpha)}{R^2 \cdot \cos^2 \alpha - (R \cdot f - \cos \alpha \cdot P_f)^2} \quad (14).$$

Выражения (11), (14) используются для определения максимально допустимой протяженности главной задней поверхности осевого инструмента, которая оформлена по плоскости.

Исходя из определенных значений лимитирующего параметра l , получаем максимально допустимый конструктивный параметр пластины $h_{\max}$. Значение последнего определяется по следующей зависимости (рис.2)

$$h_{\max} = l \cdot \sin \beta, \quad (15).$$

где $\beta = 90^\circ - (\gamma + \alpha)$ - угол заострения, а γ - главный передний статический угол инструмента и α - главный задний статический угол.

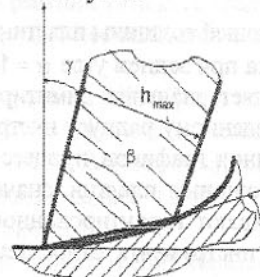


Рисунок 2 - Угол заострения пластины β

Определенный аналитическим методом конструктивный параметр $h_{\max}$ позволяет установить лимитирующую толщину пластинки, при значении равном или большем которой будет наблюдаться контакт точками задней поверхности, отличными от точек главной режущей кромки, с поверхностью резания. Это приводит к нарушению кинематического условия протекания процесса зенкерования, при котором все точки главной задней поверхности должны осуществлять беспрепятственное движение относительно поверхности резания. Применяв сменную пластинку с толщиной меньше чем лимитирующая, будет наблюдаться нормальное протекание процесса зенкерования, удовлетворяющее кинематическим требованиям.

Используя разработанные аналитические зависимости, были получены численные значения лимитирующей толщины пластинки зенкера для главного заднего угла $\alpha = 10^\circ$. Эти значения позволяют установить соответствие между любым диаметром зенкера и лимитирующей толщиной пластинки, применительно к данному типоразмеру инструмента. Графическое

отображение зависимости лимитирующей толщины пластинки от диаметра зеркера представлено на рис.3.

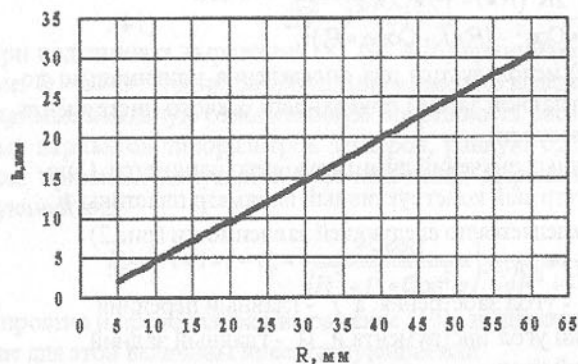


Рисунок 3 - Зависимость лимитирующей толщины пластинки зеркера от диаметра инструмента при заднем угле $\alpha = 10^\circ$

Линия графика определяет значение лимитирующей толщины пластинки, соответствующее определенному радиусу инструмента. При значениях толщины, лежащих выше линии графиков, процесс зеркерования затруднен или совсем невозможен. Толщины пластин, значения которых лежат ниже линии графика, обеспечивают гарантированное беспрепятственное движение задней поверхности инструмента относительно поверхности резания.

Разработанные теоретические зависимости позволяют установить условия, при которых осевой инструмент, осуществляя рабочий процесс, не будет интерферировать задней поверхностью с поверхностью резания на всей их протяженности. Практическая ценность исследований заключается в том, что используя зависимости, можно определить толщину пластинки, удовлетворяющую кинематике процесса обработки отверстий. Они могут быть использованы при проектировании осевых инструментов с задней поверхностью, сформированной по плоскости.

Перечень ссылок

1. Грановский Г.И. Кинематика резания. - М.: Машгиз, 1948.-150с.
2. Физические основы процесса сверления труднообрабатываемых металлов твердосплавными сверлами./ Виноградов А.А. - Киев: Наук. думка, 1985.-264с.
3. Справочник машиностроителя. Т.1./ Под. редакцией Н.С. Ачерканы. - М.: Машиностроение, 1960.-592с.

АЛМАЗНОЕ ШЛИФОВАНИЕ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ14

Цокур В.П.

Особенности обработки титановых сплавов в значительной мере определяются свойствами основы (титана). В результате низкой пластичности и склонности титановых сплавов к упругому деформированию пластические деформации при обработке резанием являются незначительными, что подтверждается коэффициентом усадки стружки, имеющим значение меньше единицы [1].

Титановые сплавы обладают высокой склонностью к контактному схватыванию при трении, что создает трудности при шлифовании за счет налипания металла на вершины всех абразивных зерен независимо от их природы [2].

При шлифовании в зоне обработки возникают высокие температуры ($800...1560^\circ\text{C}$) [1, 3] в результате чего в деформированной зоне интенсифицируется процесс поглощения этим слоем газов воздуха, создаются условия протекания химических реакций титана со средой и абразивом, что приводит к образованию соединений, увеличивающих сопротивление микрорезанию титановых сплавов.

По данным Петрыкича В.В. [4] при шлифовании титановых сплавов в деталь переходит $69...86\%$ общего количества выделившегося тепла, в стружку - $5...12\%$, в круг - $10...20\%$. В поверхностном слое шлифованных образцов из сплава ВТ15 (продольная подача $0,2$ м/с, глубина $3 \cdot 10^{-5}$ м) металл оказывается наклепанным на глубину $2 \cdot 10^{-3}$ м.

Коэффициент внешнего трения абразивов по титану при скорости 30 м/с приблизительно в 4 раза больше, чем по никелю и железу [5], а составляющие силы резания при шлифовании в $1,5...2$ раза выше, чем при шлифовании конструкционных сталей [3].

Эффективным средством снижения отрицательных явлений при обработке титановых сплавов, повышения производительности и качества обработки является использование алмазов.

Алмазы, являясь наиболее инертными к титану [6], обладают высокой износостойкостью при обработке титановых сплавов [7]. Так, износостойкость кругов АСК и АСВ зернистостью $200/160 - 400/315$ на металлической связке при обработке титановых сплавов ВТ3-1, ОТ4-1, ВТ20, ВТ16 в $100...300$ раз больше, чем у абразивных и в 3 раза, чем кругов из КНБ [8].

Высокая твердость и теплопроводность алмазов, наличие острых режущих кромок позволяют существенно снизить при обработке титановых сплавов силы резания, теплонапряженность процесса, уменьшить тепловой поток в деталь до $35...65\%$ [9].

В ДонГТУ под руководством проф. Матюхи П.Г. проводились исследования алмазного шлифования титанового сплава ВТ14 алмазным кругом 1А1 $250 \times 16 \times 76$ АС6 $160/125-4-M2-01$, заправленным электроэрозионным спосо-

бом. Эксперименты проводили на плоскошлифовальном станке модели 3Г71, модернизированном для электроэрозионной правки алмазных кругов. Модернизация заключалась в электроизоляции магнитной плиты от стола станка пластинами из ситалла и шлифовального круга от фланцев слоем эпоксидного клея ЭДП.

Перед каждым экспериментом круг правили электроэрозионным способом с помощью источника технологического тока модели ИГТ-35 на следующих режимах: напряжение холостого хода источника - $U_{xx} = 60$ В, сила тока $I_{cp} = 8$ А, вертикальная подача круга на электрод 5 мкм/ход, подача электрода параллельно оси вращения круга 0,72 м/мин, скорость круга - 35 м/с.

Определяли тангенциальную P_z и радиальную P_y составляющие силы резания после правки, через 15, 30, 45 и 60 мин шлифования на режиме: скорость круга - 35 м/с, поперечная подача - 1,5 мм/ход, глубина резания - 15 мкм.

Исследовали изменение составляющих силы резания при шлифовании кругом, сформированным во время правки (P_{z1} и P_{y1} , рисунок), при дополнительном воздействии на рабочую поверхность круга путем электроэрозионного шлифования медного электрода в автономной зоне с $U_{xx} = 50$ В и $I_{cp} = 2$ А (P_{z2} и P_{y2} , рисунок); при электроэрозионном шлифовании титанового сплава с $U_{xx} = 50$ В и $I_{cp} = 5...7$ А (P_{z3} и P_{y3} , рисунок).

В ходе исследований установлено, что алмазный круг на металлической связке, заправленный электроэрозионным способом, обладает хорошими режущими свойствами на протяжении 60 мин шлифования, что подтверждается незначительным ростом тангенциальной силы P_{z1} в 1,12 раза и радиальной P_{y1} в 1,28 раза.

Если при шлифовании вводить в автономную зону технологический ток и поддерживать его величину около 2 А, то рост сил несколько меньше P_{z2} в 1,04 раза, а P_{y2} в 1,26 раза. Параллельность прямых P_{y1} и P_{y2} указывает на то, что правка в автономной зоне позволяет удалять налипший металл на рабочую поверхность круга и снизить значения P_y .

Иная зависимость наблюдается при введении технологической энергии в зону резания. Наблюдается увеличение сил резания P_{z3} в 2,67 раза и P_{y3} в 4,2 раза. Это связано с тем, что введение технологической энергии в зону обработки интенсифицирует адгезионные явления, происходит сваривание в зоне резания титанового сплава со стружкой на алмазных зернах. При шлифовании слышны разряды, которые оставляют на обрабатываемой поверхности оспины темного цвета глубиной 45...75 мкм. На рабочей поверхности круга образуются гладкие площадки, сначала малой площади 10...30 мм², а затем распространяются на всю высоту круга и при дальнейшем шлифовании площадка увеличивается по периферии круга до 25 мм. При обработке слышен характерный скрежет трения гладкой поверхности круга, на которой алмазные зерна не выступают над связкой, и обрабатываемой поверхностью.

Определим соотношение сил P_{z3}/P_{y3} , когда процесс резания практически прекращается для чего определим коэффициенты в формуле для описания за-

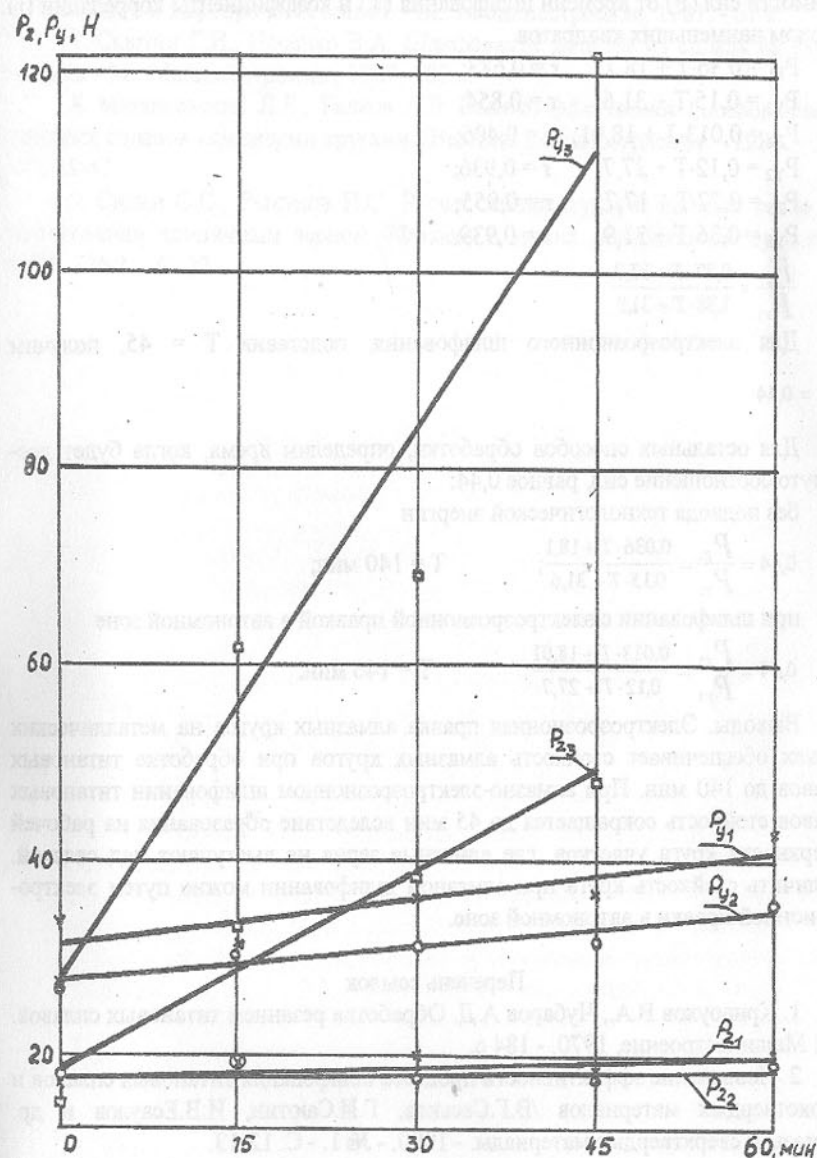


Рисунок - Зависимость тангенциальной P_z и радиальной P_y составляющих сил резания от продолжительности обработки при различных способах шлифования

висимости сил (Р) от времени шлифования (Т) и коэффициенты корреляции (r) методом наименьших квадратов

$$P_{Z1} = 0,36 \cdot T + 18,1; \quad r = 0,683;$$

$$P_{Y1} = 0,15 \cdot T + 31,6; \quad r = 0,854;$$

$$P_{Z2} = 0,013 \cdot T + 18,01; \quad r = 0,406;$$

$$P_{Y2} = 0,12 \cdot T + 27,7; \quad r = 0,936;$$

$$P_{Z3} = 0,77 \cdot T + 17,7; \quad r = 0,955;$$

$$P_{Y3} = 0,36 \cdot T + 31,9; \quad r = 0,939.$$

$$\frac{P_{Z3}}{P_{Y3}} = \frac{0,77 \cdot T + 17,7}{1,38 \cdot T + 31,9}$$

Для электроэрозионного шлифования, подставив $T = 45$, получим

$$\frac{P_{Z3}}{P_{Y3}} = 0,44$$

Для остальных способов обработки, определим время, когда будет достигнуто соотношение сил, равное 0,44:

без подвода технологической энергии

$$0,44 = \frac{P_{Z1}}{P_{Y1}} = \frac{0,36 \cdot T + 18,1}{0,15 \cdot T + 31,6}; \quad T = 140 \text{ мин};$$

при шлифовании с электроэрозионной правкой в автономной зоне

$$0,44 = \frac{P_{Z2}}{P_{Y2}} = \frac{0,013 \cdot T + 18,01}{0,12 \cdot T + 27,7}; \quad T = 146 \text{ мин}.$$

Выводы. Электроэрозионная правка алмазных кругов на металлических связках обеспечивает стойкость алмазных кругов при обработке титановых сплавов до 140 мин. При алмазно-электроэрозионном шлифовании титановых сплавов стойкость сокращается до 45 мин вследствие образования на рабочей поверхности круга участков, где алмазные зерна не выступают над связкой. Увеличить стойкость круга при алмазном шлифовании можно путем электроэрозионной правки в автономной зоне.

Перечень ссылок

1. Кривоухов В.А., Чубаров А.Д. Обработка резанием титановых сплавов. - М.: Машиностроение, 1970. - 184 с.
2. Повышение эффективности процесса шлифования титановых сплавов и высокотвердых материалов /В.Г.Саськов, Г.И.Саютин, И.В.Есаулов и др. //Алмазы и сверхтвердые материалы. - 1980. - № 1. - С. 12-13.
3. Сильвестров В.Д., Кубрак В.А. Особенности шлифования титановых сплавов. - М.: Гостехника СССР, Филиал ВИНТИ, 1957. - 23 с.
4. Петрыкин В.В. Исследование тепловых явлений и их влияние на качество поверхностного слоя при шлифовании титановых сплавов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Москва, 1971. - 14 с.
5. Шальнов В.А. Шлифование и полирование лопаток газотурбинных двигателей. - М.: Оборонгиз, 1958. - 349 с.

6. Крымов В.В., Горелов В.А. Алмазное шлифование деталей из титановых сплавов и жаропрочных сталей. - М.: Машиностроение, 1981. - 61 с.

7. Саютин Г.И., Носенко В.А. Шлифование деталей из сплава на основе титана. - М.: Машиностроение, 1987. - 80 с.

8. Мишнаевский Л.Л., Галков А.В. Высокоэффективное шлифование титановых сплавов алмазными крутами //Вестник машиностроения. - 1981. - № 1. - С. 45-47.

9. Силин С.С., Рыкунов Н.С. Расчет температуры и баланса тепла при шлифовании единичным зерном //Физика и химия обработки материалов. - 1975. - № 1. - С. 22.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Алимов В.И., Кундос Ю.М., Гинзбург Г.А. Ресурсосберегающие технологические процессы упрочнения изделий из чугуна в машиностроении.....	3
Байков А.В. Моделирование алмазных зерен для инструмента с ориентированным их расположением.....	12
Быковских С.В. Повышение эксплуатационных характеристик деталей сельхозмашиностроения за счет комплексного микролегирования применяемых среднеуглеродистых конструкционных сталей.....	19
Горкуша А.Е. Математическая модель расчета тяжело-нагруженного подшипника с канавкой в рабочей зоне.....	25
Деркач А.В. Типизация эксплуатационных режимов нагружения технологического оборудования.....	34
Евстратов В.А., Михайлов А.Н., Крахт В.Б., Матвиенко А.В., Сопилкин А.Г. Малоотходные технологии изготовления резьбовых деталей.....	38
Евстратов В.А., Михайлов А.Н., Крахт В.Б., Матвиенко А.В., Сопилкин А.Г. Определение нагрузок на резьбо-обработывающий инструмент.....	43
Евстратов В.А., Михайлов А.Н., Крахт В.Б., Матвиенко А.В., Сопилкин А.Г. Теоретические и экспериментальные исследования силового режима выдавливания резьбы.....	49
Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей безотходности режущего инструмента.....	55
Ищенко А.Л. Закономерности формирования структур сборочных автоматических технологических систем непрерывного действия.....	61
Калафатова Л.П. Диагностика эффективности обработанной поверхности технических деталей.....	66
Малышко И.А., Киселева И.В. Модель движения стружки по винтовым канавкам осевых инструментов.....	75
Малышко И.И. Связь производительности и надежности технологических систем непрерывного действия, оснащенных осевым комбинированным инструментом.....	81
Матюха П.Г. Системы шлифования с управляющими воздействиями на рабочую поверхность круга.....	86
Матюха П.Г., Полтавец В.В. Определение напряжений сдвига в условиях резания с помощью модификации Мактрегора - Фишера.....	91
Михайлов А.Н. Структурный анализ надежности поточно-пространственных технологических систем на этапе проектирования.....	94

Нечепанов В.Г. Теоретические предпосылки моделирования и разработки транспортирующих устройств с гидромеханическим воздействием.....	104
Оданович З., Смирнов А.Н., Неделькович Л., Петтик Ю.В., Джурджевич М. Автоматизированная система для оптимизации режимов электродуговой сварки в машиностроении.....	114
Петтик Ю.В., Гуля А.П. Прогрессивная технология ремонта опор качения, работающих в условиях ударно-абразивного износа.....	121
Польченко В.В., Михайлов А.Н. Износ в зубчатых муфтах.....	131
Руденко В.И., Щербина С.В. Исследование безотказности резьбовых соединений базовых деталей машин.....	136
Смирнов А.Н. Оптимизация режимов низкочастотной виброобработки литых корпусных деталей ответственного назначения.....	143
Сопилкин Г.В., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. Влияние ремонтно-профилактических работ на состояние машин.....	149
Сопилкин Г.В., Сидоров В.А., Ченцов Н.А., Ошовская Е.В. Оценка состояния трубопроводов промышленных предприятий с использованием средств технической диагностики.....	155
Сурженко А.Н. Определение лимитирующей толщины режущей пластинки из условия кинематики протекания процесса зенкерования.....	159
Цокур В.П. Алмазное шлифование титанового сплава BT14.....	165

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Сборник научных трудов
Выпуск 4

Донецкий государственный технический университет

Подписано в печать 1.02.96. Формат 60x84/16. Бумага 80 г/м².

Услов. п. л. 10.

Тираж 100.

Заказ 3-56

Донецк, дубликатор ЧП "Чайка"