

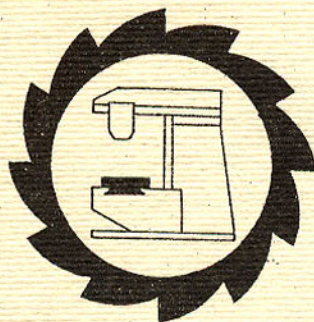


ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

ВЫПУСК 7



ДОНЕЦК - 1999

ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

ВЫПУСК 7

Донецк - 1999

УДК 621.923

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1999. Вып. 7. – 241 с. – ISBN 966-7559-13-0

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

Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, России, Болгарии, Польши и Франции.

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

Редакционная коллегия:

Минаев А.А. (председатель) – д.т.н., профессор; Михайлов А.Н. (зам. председателя) – д.т.н., профессор; Калафатова Л.П. (отв. секретарь) – к.т.н., доцент; Бутенко В.И. – д.т.н., профессор; Войнаровский Ю. – д.т.н., профессор; Гейер Г.В. – к.т.н., доцент; Гусев В.В. – к.т.н., доцент; Данек Я. – д.т.н., профессор; Зарубицкий Е.У. – д.т.н., профессор; Малышко И.А. – д.т.н., профессор; Матюха П.Г. – д.т.н., профессор; Мизин Б.М. – к.т.н., профессор; Навка И.П. – д.т.н., профессор; Новосёлов Ю.К. – д.т.н., профессор; Оливер Т. – д.т.н., профессор; Седуш В.Я. – д.т.н., профессор; Сопилкин Г.В. – д.т.н., профессор; Струтинский В.Б. – д.т.н., профессор; Суслов А.Г. – д.т.н., профессор; Тернюк Н.Э. – д.т.н., профессор; Шевченко Ф.Л. – д.т.н., профессор.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 340000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра ТМ.
Редакционная коллегия сборника
Тел. (0622) 93-60-02, факс. (0622) 92-2-78.
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
<http://www.dgtu.donetsk.ua>

ISBN 966-7559-13-0

© Донецкий государственный
технический университет, 1999

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ОРИЕНТИРОВАННО РАСПОЛОЖЕННЫХ ЗЕРЕН НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛАСТИЧНОГО ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА

Байков А.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Основная задача чистовой обработки хрупких неметаллических материалов – подготовка поверхности под окончательную обработку: доводку или полирование. Как правило, чистовое шлифование осуществляется алмазными кругами зернистостью 50/40...28/20 на металлической связке [1,2]. При этом обеспечивается достаточно высокая производительность процесса и хорошее качество обработанной поверхности. Однако, использование инструмента с жестко закрепленным алмазным зерном ведет к образованию на обработанной поверхности дефектного слоя значительной величины, что увеличивает длительность полирования изделий.

В связи с вышесказанным, перспективно применение на операциях чистового шлифования хрупких неметаллических материалов инструментов на эластичной полимерной основе, процесс обработки которыми соединяет элементы «жесткого» шлифования и доводки свободным абразивом, что гарантирует, в сравнении с инструментом на металлической связке, существенное улучшение качества обработанной поверхности [1]. Закрепление режущего зерна в упругом основании существенно изменяет характер его взаимодействия с обрабатываемым материалом: амортизируется удар зерна о материал, повышается стойкость и работоспособность алмазных зерен, сглаживается разновысотность и увеличивается количество одновременно участвующих в резании зерен. Изменение характера протекания процесса резания обеспечивает уменьшение глубины дефектного слоя и улучшение шероховатости обработанной поверхности [1].

Обладая перечисленными преимуществами перед шлифовальным инструментом на металлической связке, круги на эластичных полимерных связках обладают одним недостатком – менее прочным удержанием алмазных зерен в матрице инструмента. Одним из направлений решения данной проблемы является разработка инструмента на эластичном полимерном связующем с расположением зерен, ориентированных большим размером перпендикулярно рабочей поверхности инструмента. Опыт применения инструмента с ориентированным расположением зерен на металлической связке показывает его высокую эффективность и снижение удельного расхода алмаза в 1,5...1,7 раза [3]. Применение шлифовального инструмента на эластичной связке с ориентированным расположением зе-

рен для обработки хрупких неметаллических материалов в литературе не отражено. Поэтому, для получения возможности аналитического описания процесса обработки эластичным инструментом с ориентированным расположением зерен необходимо разработать модель инструмента, обладающими всеми его эксплуатационными свойствами и поддающуюся математическому описанию.

Рабочую поверхность шлифовального инструмента можно рассматривать как граничную зону абразивного пространства. Для описания абразивного пространства математическими методами необходимо сформулировать допущения, которые упрощают модель абразивного пространства, сохраняя его эксплуатационные свойства:

- абразивные зерна имеют форму бипарабоида вращения с соотношением габаритов $l/a=1,5$, размеры зерен подчинены закону нормального распределения со средним значением, определенным в работе [4];
- абразивные зерна ориентированы большим размером вдоль оси, перпендикулярной рабочей поверхности инструмента;
- центры абразивных зерен распределены в абразивном пространстве равномерно, т. к. в реальном инструменте центры абразивных частиц распределены в объеме статистически равномерно;
- плотность распределения моделей алмазных зерен в единице объема равна средней плотности распределения зерен в реальном абразивном пространстве.

В реальном абразивном пространстве плотность распределения зерен определяется их концентрацией. При 100% концентрации алмазные зерна занимают 25% объема абразивного пространства. Следовательно, плотность алмазных частиц в единице объема будет:

$$q_v = \frac{0,25K}{V_z 100}, \text{ мм}^{-3} \quad (1)$$

где, K - концентрация алмазных зерен, %;

V_z - среднестатистический объем одного зерна, мм^3 .

Значение среднестатистического объема алмазного зерна для различных зернистостей и марок алмаза могут быть рассчитаны по формуле:

$$V_z = \frac{0,2}{\rho n}, \quad (2)$$

где ρ - плотность алмаза, г/мм^3 ; $\rho=3,53 \cdot 10^{-3} \text{ г/мм}^3$;

n - число зерен в одном карате алмазного порошка, [5].

Переходя к рабочей поверхности круга определим, что рабочая поверхность - это пространство, заключенное между идеализированной поверхностью связки инструмента и поверхностью, параллельной идеализи-

рованной поверхности связки и отстоящей от нее на величину наиболее выступающего зерна. Идеализированная поверхность связки - идеальная геометрическая поверхность (цилиндр, плоскость, др.), проходящая через среднюю линию сечения связки.

Для определения количества зерен на рабочей поверхности инструмента рассмотрим сечение поверхности алмазного круга с ориентированным расположением зерен (рис.1).

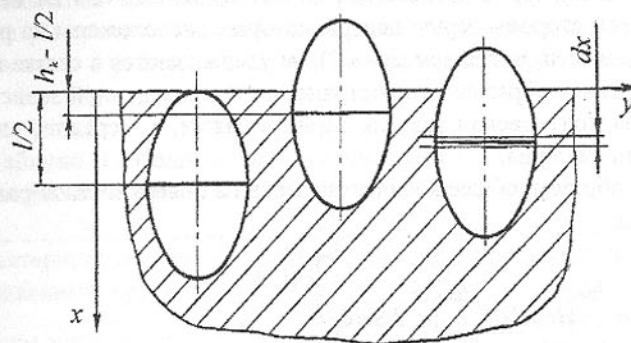


Рис. 1. Сечение поверхности алмазного круга.

Выделим на расстоянии X от поверхности абразивного пространства элементарный параллелепипед высотой dx и единичным основанием $\Delta S=Y \cdot Z$ (рис. 1). Количество зерен, центры которых расположены в выделенном объеме, определим выражением:

$$n_o = q_v dx \Delta S,$$

Часть зерен из этого количества будет выступать на поверхность абразивного пространства. Это будут зерна, длина которых $l > 2X$. Для распределения размеров зерен с плотностью $\varphi(l)$ вероятность наличия в выделенном слое алмазных зерен размером $l > 2X$ будет:

$$P = \frac{\int_{2X}^{l_{\max}} \varphi(l) dl}{\int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl},$$

где, $l_{\max}$ и $l_{\min}$ - соответственно максимальное и минимальное значения длины алмазного зерна.

Тогда, количество зерен, выступающих на поверхность абразивного пространства и центры которых расположены в слое dx :

$$N_X = n_0 P = q_v \Delta S dx \frac{\int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl}{\int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl}.$$

Чтобы получить общее количество зерен на поверхности абразивного пространства необходимо определить границы интегрирования выражения N_X . С одной стороны алмазное зерно может выступать на поверхность, если центр зерна расположен от нее не более, чем на величину $l_{\max}/2$. С другой стороны зерна, центры которых расположены на расстоянии от поверхности, менее чем $(h_k - l/2)$, не удерживаются в связке инструмента и покидают абразивное пространство. В приведенной зависимости h_k - величина критической заделки зерна в связке, l - среднее значение длины алмазного зерна.

Таким образом, общее количество зерен на поверхности абразивного пространства:

$$N = \int_{(h_k - l/2)}^{l_{\max}/2} N_X dx = \int_{(h_k - l/2)}^{l_{\max}/2} q_v \Delta S dx \frac{\int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl}{\int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl},$$

С учетом того, что:

$$\Delta S = 1 \cdot 1 = 1 \text{ и } \int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl = 1$$

плотность зерен на поверхности алмазного инструмента определится выражением:

$$N = \int_{(h_k - l/2)}^{l_{\max}/2} q_v dx \int_{l_{\min}}^{l_{\max}} \varphi(l) dl. \quad (3)$$

Следовательно, задав плотность распределения длины алмазного зерна и вычислив повторный интеграл (3), где предел внутреннего интегрирования переменный, определим количество алмазных зерен на единичной поверхности шлифовального инструмента.

Выражение (3) существенно упрощается при рассмотрении модели рабочей поверхности шлифовального инструмента. В силу допущения, что все алмазные зерна имеют одинаковый размер, внутренний интеграл в (3) опускается и плотность зерен на поверхности абразивного пространства будет:

$$N = \int_{h_k - l/2}^{l/2} q_v dx = q_v (l/2 - h_k + l/2) = q_v (l - h_k).$$

С учетом зависимостей (1) и (2) получим:

$$N = \frac{0,25K}{V_3 100} (l - h_k) = \frac{0,25K \rho n}{0,2 \cdot 100} (l - h_k) = \frac{K \rho n}{80} (l - h_k). \quad (4)$$

Для проверки формулы (4) сравним количество зерен на рабочей поверхности шлифовального круга, рассчитанное по этой формуле, с экспериментальными данными, полученными авторами [6]. Для расчета по формуле (4) критическая глубина заделки зерна для органической связки принята как и в работе [6]: $h_k = 0,7$. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Количество алмазных зерен на рабочей поверхности шлифовального круга.

Характеристика шлифовального круга	Количество зерен на поверхности, мм ⁻²	
	Расчетное	Экспериментальное [6]
AC6 100/80 4 Б1	39,6	35,5
AC4 160/125 4 Б1	18,3	13,8

Полученные результаты показывают, что при ориентированном расположении алмазных зерен в матрице их количество на рабочей поверхности шлифовального инструмента на 10-30% больше, чем у традиционных инструментов, что согласуется с данными работы [7], полученными для инструментов на металлической связке.

Следовательно, зависимость (4) можно использовать при аналитическом описании процессов шлифования эластичным инструментом с ориентированным расположением зерен.

Список литературы: 1. Рогов В.В. Финишная алмазно-абразивная обработка неметаллических деталей. - Киев: Наук. Думка, 1985. - 264 с. 2. Ардамацкий А.Л. Алмазная обработка оптических деталей. - Л.: Машиностроение, 1978. - 232 с. 3. Ящерицын П.И., Зайцев А.Г. Управление внутренним строением алмазно-абразивного инструмента // Машиностроитель. - 1982. - С.12-13. 4. Байков А.В. Моделирование алмазных зерен для инструмента с ориентированным их расположением // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научных статей. - Донецк: ДонГТУ, 1997. Вып. 4. С. 12-18. 5. Бакуль В.Н. Число зерен в одном карате

- одна из важнейших характеристик алмазного порошка // Синтетические алмазы. - 1976. - вып. 4. - С. 22-27. 6. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. - М.: Машиностроение, 1981. - 279 с. 7. Зайцев А.Г. Расчет числа зерен, ориентированно расположенных на рабочей поверхности шлифовального круга // Сверхтвердые материалы. - 1982. - № 6. - С. 41-44.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ АБРАЗИВНОГО ИНСТРУМЕНТА НА ОБРАБАТЫВАЕМУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ЛИНЕЙНЫМ ПРЕОБРАЗОВАНИЕМ

Богатырев В.А., Калафатова Л.П. (ДонГУ, ДонГТУ, Донецк, Украина)

При шлифовании материалов на основе стекла в поверхностном слое изделия возникает нарушенный обработкой (трещиноватый или дефектный слой), существенным образом отличающийся по физико-механическим свойствам от исходного материала. Для обеспечения заданных эксплуатационных характеристик изделия этот слой должен быть удален на последующих технологических операциях [1]. Обеспечение минимальной по глубине и благоприятной структуры дефектности обработанной поверхности в значительной степени определяет эффективность процесса обработки. Для решения этой задачи необходимо разработать математическую модель образования дефектного слоя при взаимодействии обрабатываемого материала с абразивным инструментом.

При создании математической модели исходим из того, что на обрабатываемой поверхности имеется $m_{\text{ед}}$ единичных дефектов (зон предразрушения). Каждый дефект характеризуется напряжениями $[\sigma_i]$, при которых происходит образование трещины. Вероятность P_p образования трещины в i -й зоне предразрушения определяется вероятностью события, при котором напряжения σ_p , возникающие от сил резания, превысят $[\sigma_i]$:

$$P_p = P(\sigma_p \geq [\sigma_i]). \quad (1)$$

Для установления зависимости (1) необходимо знать законы распределения напряжений в обрабатываемом материале до обработки и при резании. С этой целью будем рассматривать процесс силового воздействия шлифовального круга на обрабатываемую поверхность, происходящий в зоне резания, в результате которого в обрабатываемом материале, обла-

давшем известными прочностными характеристиками $[\sigma]$, возникают напряжения σ_p от усилий резания, как линейное стационарное преобразование.

Для получения закона распределения вероятности σ_p воспользуемся теорией линейных преобразований случайных процессов [2]. Будем интерпретировать линейное преобразование как некоторую систему, принимающую внешние сигналы (воздействия) и преобразующую их в новые. Функцию, описывающую воздействия на систему, называют функцией на входе, а преобразованную - функцией на выходе или реакцией системы.

Система называется линейной, если:

- класс функций E на входе линеен

$$f \in E, g \in E \Rightarrow \alpha f + \beta g \in E,$$

где α, β - константы;

- оператор преобразования T удовлетворяет принципу линейной суперпозиции

$$T(\alpha f + \beta g) = \alpha T f + \beta T g.$$

Будем считать f и g скалярными (вообще говоря, комплекснозначными). Рассмотрим преобразование, определяемое линейным дифференциальным уравнением

$$Q\eta = P\xi, \quad (2)$$

где

$$Q = Q\left(\frac{d}{dt}\right) = a_0 \frac{d^n}{dt^n} + a_1 \frac{d^{n-1}}{dt^{n-1}} + \dots + a_n,$$

$$P = P\left(\frac{d}{dt}\right) = b_0 \frac{d^m}{dt^m} + b_1 \frac{d^{m-1}}{dt^{m-1}} + \dots + b_m.$$

Частотной характеристикой преобразования T называется отношение

$$\frac{P(iu)}{Q(iu)} = H(iu). \quad (3)$$

Если многочлен $Q(iu)$ не имеет действительных корней, и порядки многочленов связаны неравенством $n \geq m$, то линейное преобразование T [3] является физически осуществимым фильтром (ФОФ).

Для ФОФ справедлива простая формула, связывающая спектральные плотности функций распределения вероятностей напряжений от сил резания $f(\sigma_p)$ и предельных напряжений в обрабатываемом материале, не подвергавшемся обработке $f^*([\sigma])$. Обозначим их для простоты соответственно: плотность функции распределения вероятности напряжений от сил резания $f^*(\sigma_p) = f^*(u)$ и от предельных напряжений $f^*([\sigma]) = f(u)$. Тогда

$$f^*(u) = |H(iu)|^2 f(u). \quad (4)$$

В свою очередь, спектральные плотности совпадают с обратными преобразованиями Фурье от соответствующих корреляционных функций $R(t)$

$$f(u) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-iut} R(t) dt. \quad (5)$$

Далее, по теореме Бохнера [2], корреляционная функция пропорциональна характеристической функции случайного процесса

$$R(t) = k\varphi(t). \quad (6)$$

Наконец, характеристическая функция процесса определяется по закону распределения вероятности $F(x)$

$$\varphi(t) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{itx} dF(x), \quad (7)$$

и обладает следующими свойствами:

- $\varphi(0) = 1, |\varphi(t)| \leq 1 \forall t \in R$ (вещественных);
- $\varphi(-t) = \overline{\varphi(t)}$;
- $\varphi(t)$ равномерно непрерывная на всей числовой оси;
- $\varphi^{(n)}(0) = i^n M\xi^n$, если существует момент $M|\xi|^n$;
- характеристическая функция однозначно определяет распределение случайной величины.

Воспользуемся приведенными выше формулами, предполагая, что известно следующее.

1. Функция распределения предельного (разрушающего) напряжения для сталлов $[\sigma]$, обозначенная далее как $F(x)$, (один из вариантов формулы Вейбулла [4])

$$F(x) = \begin{cases} 1 - e^{-\frac{\alpha(x-a)^{m+1}}{x-b}}, & \text{при } \frac{(x-a)^{m+1}}{(x-b)} > 0 \\ 0, & \text{при } \frac{(x-a)^{m+1}}{(x-b)} \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

Соответственно, плотность вероятности этой функции равна

$$F'(x) = \begin{cases} \alpha(mx + a - b(m+1)) \frac{(x-a)^m}{(x-b)^2} \cdot e^{-\alpha \frac{(x-a)^{m+1}}{x-b}} \\ 0 \end{cases} \quad (9)$$

От функций, входящих в формулы (8, 9), требуется, чтобы $0 \leq F(x) \leq 1$ и $F'(x) \geq 0$. Эти неравенства выполнены при

$$x > \max \left\{ a; b; b + \frac{b-a}{m} \right\};$$

конечно, при естественных физических ограничениях $x \geq a$ и $x > b$.

2. ФОФ определяется линейным уравнением первого порядка с постоянными коэффициентами

$$a_0 \frac{dx^*}{dt} + a_1 x^*(t) = b_0 \frac{dx}{dt} + b_1 x(t); \quad (10)$$

$$Q(iu) = a_0 iu + a_1, \quad P(iu) = b_0 iu + b_1.$$

Если $a_0, a_1, b_0, b_1 \in R$ (то есть вещественны), то $Q(iu)$ не имеет действительных корней при $a_0^2 + a_1^2 \neq 0$. Порядки многочленов P и Q совпадают: $m = n = 1$.

Частотная характеристика ФОФ в этом случае равна

$$H(iu) = \frac{b_0 iu + b_1}{a_0 iu + a_1} = \frac{(a_0 b_0 u^2 + a_1 b_1) + iu(a_1 b_0 - a_0 b_1)}{a_0^2 u^2 + a_1^2};$$

$$|H(iu)| = \frac{\sqrt{(a_0 b_0 u^2 + a_1 b_1)^2 + u^2 (a_1 b_0 - a_0 b_1)^2}}{a_0^2 u^2 + a_1^2}. \quad (11)$$

Положим $a_0 \neq 0$ (в противном случае $b_0 = a_0 = 0$, и случай тривиален), тогда

$$|H(iu)| = \frac{\sqrt{(cu^2 + de)^2 + u^2(dc - e)^2}}{u^2 + d^2} = \frac{\sqrt{(c^2u^4 + [(dc)^2 + e^2]u^2 + (de)^2)}}{u^2 + d^2}, \quad (12)$$

$$\text{где } c = \frac{b_0}{a_0}, \quad d = \frac{a_1}{a_0}, \quad e = \frac{b_1}{a_0},$$

или

$$|H(iu)|^2 = \mu^2 + \frac{\nu}{u^2 + d^2} + \frac{u}{(u^2 + d^2)^2}. \quad (13)$$

Связь между коэффициентами из (12) и (13) легко устанавливается при почленном делении многочлена на многочлен.

Остается заметить, что из формул (5) и (7) следует, что спектральные плотности с точностью до мультипликативной константы совпадают с плотностями распределения вероятности. Обозначим плотность распределения вероятностей напряжений от сил резания (от воздействия инструмента) $f(\sigma_p) = f_{\text{инстр}}(u)$ и плотность распределения вероятностей допустимых напряжений в исходном материале $f([\sigma]) = f_{\text{детали}}(u)$. Следовательно,

$$f_{\text{инстр}}(u) = A |H(iu)|^2 f_{\text{детали}}(u).$$

Наконец

$$F'_{\text{инстр}}(u) = \int_{-\infty}^u f_{\text{инстр}}(x) dx = A \int_{-\infty}^u |H(ix)|^2 f_{\text{детали}}(x) dx. \quad (14)$$

Константа A определяется из условия

$$1 = A \int_{-\infty}^{+\infty} |H(ix)|^2 f_{\text{детали}}(x) dx = F_{\text{инстр}}(+\infty),$$

справедливого для любой функции распределения.

Таким образом, функция распределения напряжений от сил резания $F(\sigma_p)$, обозначенная как $F_{\text{инстр}}(u)$, определится

$$F_{\text{инстр}}(u) = \frac{\int_{-\infty}^u |H(ix)|^2 f_{\text{детали}}(x) dx}{\int_{-\infty}^{+\infty} |H(ix)|^2 f_{\text{детали}}(x) dx}. \quad (15)$$

В силу формул (9) и (13) несобственные интегралы в (15) сводятся к интегралам типа

$$\int_{-\infty}^u \frac{P_{m+1}(x)}{P_{2j-1}(x)} \cdot e^{-\alpha \frac{(x-a)^m}{x-b}} dx,$$

где $j = 1, 2, 3$;

$P_j(x)$ - многочлены порядка μ .

Для подсчета математического ожидания, дисперсии и моментов более высокого порядка необходимо брать аналогичные интегралы, что следует из формул (8).

Список литературы: 1. Калафатова Л.П. Влияние технологической наследственности на эффективность процессов механической обработки стекломатериалов // Справочник. Инженерный журнал. М.: Машиностроение. - 1997. - № 9. - С. 7-11. 2. Гихман И.И., Скороход А.В., Ядренко М.И. Теория вероятностей и математическая статистика. - К.: Вища шк., 1979. - 408 с. 3. Хусу А.П., Витенберг Ю.Р., Пальмов В.А. Шероховатость поверхностей (теоретико-вероятностный подход). - М.: Наука, 1975. - 344 с. 4. Дубовик В.Н., Непомнящий О.А. Дефектность кордиеритовых ситаллов // Катализирующая прочность стекла. - М.: ГИС. - 1986. - С. 98-102.

ИССЛЕДОВАНИЕ СМАЗОЧНЫХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕД

Богуславский В.А., Галкин А.С (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Известно, основная работа при обработке металлов резанием затрачивается на работу пластической деформации и трение. А работа силы трения, в свою очередь, складывается из работы силы трения, возникающей между передней поверхностью инструмента и сходящей стружкой и работы сил трения, возникающих между задней поверхностью и обработанной поверхностью заготовки.

Исследование трения в таком широко распространенном технологическом процессе как обработка металлов резанием, представляет не только научный интерес, но и имеет большое практическое значение. Силы трения и касательные напряжения, возникающие на площадках контактов режущего инструмента с обработанной поверхностью и стружкой, оказывают существенное влияние на основные параметры и закономерности процесса стружкообразования, характер и интенсивность износа режущего инструмента, качество обработанной поверхности и величину допустимых режимов резания.

Широкое применение в промышленности труднообрабатываемых нержавеющих, жаропрочных и специальных сталей и сплавов остро поставили вопрос об изучении процесса трения при обработке резанием этих материалов, так как все трудности, в основном, связаны с явлениями, возникающими при резании, на контактных площадках, передней и задней поверхностях инструмента. Известно, что обработка этих материалов вызывает значительное увеличение сил резания, а значит, должны существенно увеличиться величина адгезии и схватывания обрабатываемого и инструментального материалов, по сравнению с обработкой конструкционных углеродистых сталей.

Таким образом, вопросы снижения работы трения и адгезии при обработке этих материалов приобретают первостепенное значение, так как это связано не только с увеличением стойкости режущих инструментов, но и с повышением точности и уменьшением шероховатости обработанных поверхностей. Кроме того, при обработке обычных углеродистых сталей, применение смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС) направлено, главным образом, на повышение эффективности процесса резания и качества обработанных поверхностей, а при обработке нержавеющих и жаропрочных сталей и сплавов некоторые технологические операции вообще невозможно выполнить без применения СОТС. И в этом случае, исследование процессов трения и смазки является актуальным.

На основании обобщения литературных данных и собственных экспериментов, установлено, что при резании металлов возникает режим внешнего трения, осложненный явлениями схватывания и адгезии, и в большой степени зависимый от применяемых смазочно-охлаждающих технологических сред и их физико-химических свойств.

Таким образом, одной из важнейших характеристик СОТС является их смазочная способность. Именно смазочная способность СОТС, изменяя характер контакта трущихся поверхностей, влияет на величину износа режущего инструмента как по передней так и по задней поверхностям, а также влияет на шероховатость обработанной поверхности. Смазочную способность различных СОТС можно характеризовать сравнением величин коэффициентов трения при работе с сухими поверхностями и смазанными исследуемыми СОТС.

Определение коэффициентов трения проводилось на машине трения «МИ».

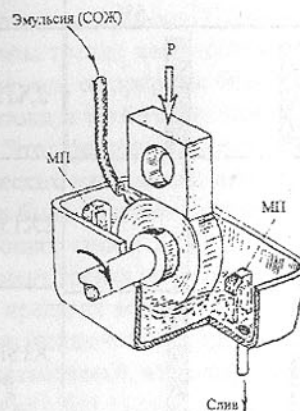


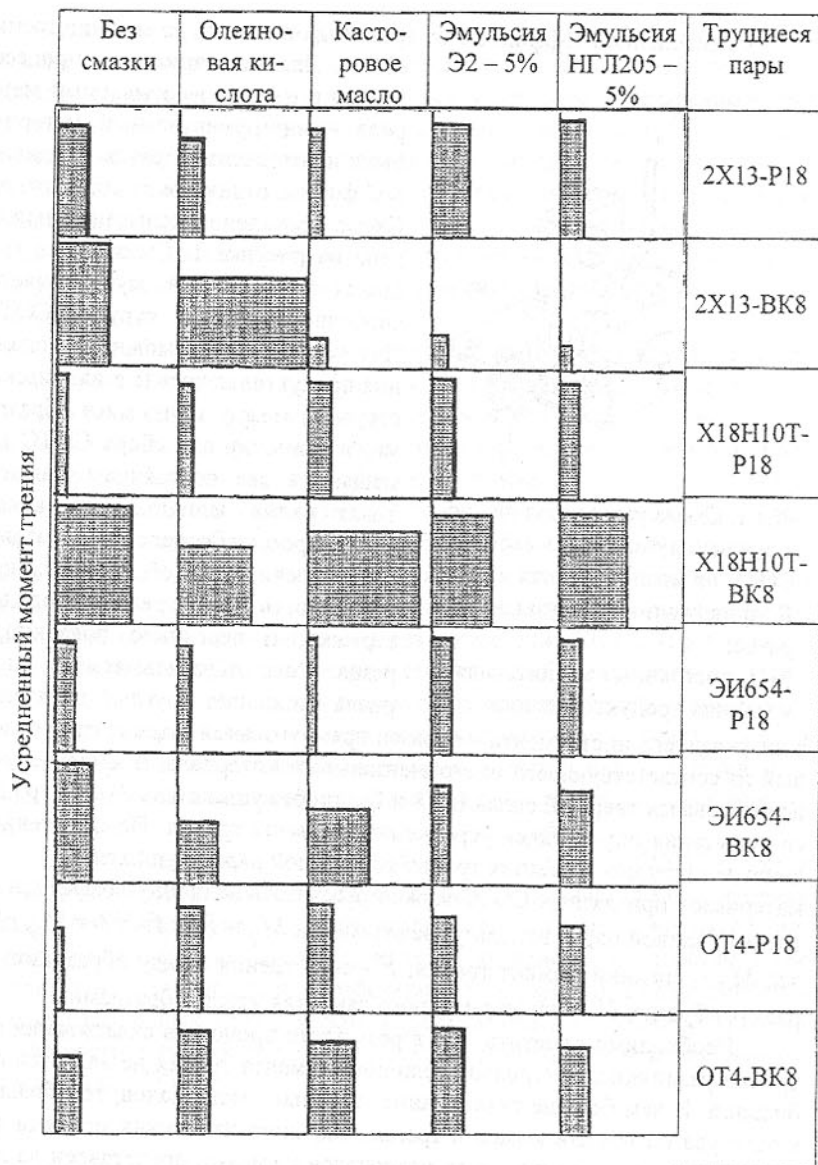
Рис 1. Схема устройства для исследования смазочных свойств СОТС на машине трения «МИ» Р- приложенная нагрузка на образце;

МИ- постоянные магниты для удаления продуктов износа

роль режущего инструмента – образец прямоугольной формы, изготовленный из соответствующего инструментального материала. В нашем случае использовался твердый сплав ВК 8 и быстрорежущая сталь Р18. В процессе испытания определялся усредненный момент трения. По полученным данным о средних моментах трения конкретной пары трущихся материалов при разных СОТС можно рассчитать величину коэффициента трения f данной пары, используя зависимости $M_{cp} = F r$; $f = F/N = M_{cp}/rN$, где M_{cp} – средний момент трения; F - сила трения между образцами; r - радиус образца; N - сила нормального давления между образцами.

Необходимо отметить, что в результате процессов схватывания при трении различных материалов величина момента трения не является стабильной. И чем больше схватывание трущихся материалов, тем большая амплитуда колебаний момента трения. Характер изменения момента трения в зависимости от трущихся материалов и смазки, представлен на диаграмме рис. 2. На диаграмме по горизонтальной оси отмечено относительная величина колебания момента трения в процессе проведения испытаний, а по вертикальной – величина усредненного момента трения для каждой трущейся пары с различными исследуемыми СОТС.

Для моделирования процесса трения в паре обрабатываемый материал – инструментальный материал были изготовлены образцы специальной формы, отличные от стандартной. Схема проведения испытаний приведена на рисунке 1. Смазывание трущихся поверхностей осуществляется свободнопадающей струей СОТС. Для устранения возможного попадания продуктов износа (металлической стружки) между трущимися образцами, в ванночку для сбора СОТС помещаются два постоянных магнита. Такая схема испытания позволяет смоделировать процесс трения задней поверхности резца об обработанную поверхность или трение сходящей стружки, о переднюю поверхность резца. Роль обрабатываемого материала выполняет круглый образец, а



Амплитуда колебания момента трения

Рис. 2- Диаграмма колебания момента трения

Таким образом, проведенные исследования показали, что на величину коэффициента трения оказывает влияние не только вид смазки, но и

материал трущихся пар. Это влияние может быть объяснено образованием на контактных поверхностях промежуточных граничных фаз, различных для разных материалов. Степень влияния одной и той же СОТС на коэффициенты трения неодинакова для различных металлов и зависит, в первую очередь, от природы обрабатываемого металла, материала инструмента и смазки, а также от их химической активности.

Этот фактор особенно важно учитывать при обработке таких специфических материалов, как нержавеющие и жаропрочные стали и сплавы. Так было показано, что при обработке наиболее распространенных нержавеющих сталей 2X13 и X18H10T быстрорежущим инструментом коэффициент трения при применении различных смазок и эмульсий изменяется в пределах всего 15 – 25%. А при обработке твердым сплавом в 2 – 2,5 раза. Исключение представляет титановый сплав OT4. При испытаниях было установлено, что коэффициенты трения пар OT4 – P18 и OT4 – BK8, при работе без смазки, меньше, чем при применении различных СОТС. При этом, одна из самых поверхностно-активных жидкостей олеиновая кислота – дала наибольший коэффициент трения. Вероятно, это связано с тем, что титан сам является активным элементом и продукты его реакции с окружающей средой в процессе механической обработки обладают меньшим сопротивлением сдвигу, чем пленки образованные смазочными веществами. Результаты определения коэффициента трения представлены в табл. 1.

Таблица 1. Влияние СОТС на величину коэффициента трения для различных трущихся материалов

№	Пары трения	Коэффициент трения f						
		На сухую	Олеиновая Кислота	Касторовое масло	5% -ная эмульсия Э2	10% -ная эмульсия Э2	5% -ная эмульсия НГЛ 205	10 -ная эмульсия НГЛ 205
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2X13 - P18	0,480	0,375	0,430	0,460	0,480	0,510	0,460
2	X18H10T-P18	0,525	0,415	0,420	0,480	0,480	0,450	0,460
3	ЭИ654 - P18	0,425	0,375	0,420	0,400	0,405	0,420	0,425
4	ЭИ867 - P18	0,520	0,410	0,425	0,470	0,440	0,460	0,490
5	OT4 - P18	0,290	0,405	0,400	0,375	0,375	0,300	0,280
6	2X13 - BK8	0,510	0,250	0,110	0,130	0,125	0,090	0,090
7	X18H10T - BK8	0,530	0,275	0,325	0,405	0,440	0,430	0,465
8	ЭИ654 - BK8	0,490	0,230	0,290	0,390	0,410	0,360	0,390
9	ЭИ867 - BK8	0,510	0,250	0,300	0,380	0,430	0,410	0,440
10	OT4 - BK8	0,300	0,380	0,370	0,380	0,325	0,325	0,325

В заключение, можно определено сказать, что эффективность СОТС при обработке резанием зависит не только от характеристики самой СОТС, но и от пары обрабатываемый материал – инструментальный материал. Особенно, это сказывается при обработке высоколегированных материалов. Для подтверждения сделанных выводов, были проведены традиционные стойкостные испытания и измерения сил резания и шероховатости обработанной поверхности. Полученные результаты показали существенное совпадение. Так увеличение коэффициента трения какой либо пары трущихся материалов при соответствующей СОТС приводит соответственно к увеличению сил резания и некоторому увеличению шероховатости обработанной поверхности при обработке с этой же СОТС.

Список литературы. 1. Латышев В.Н. Исследование физических сторон действия смазочно-охлаждающих жидкостей в процессе резания различных материалов / Сборник: Вопросы применения СОЖ при резании металлов. Иваново 1965 – 109 с. 2. Гордон М.Б. Исследование трения и смазки при резании металлов / Сборник: Трение и смазка при резании металлов – Чебоксары 1972 – 166 с. 3. Богуславский В.А., Петрушишина Н.Н. Физико-химические основы выбора смазочно-охлаждающих технологических сред при обработке металлов резанием / Международный сб. научных трудов - Донецк. ДонГТУ, 1998. Вып. 5 – 245 с.

ПРИБЛИЖЕННАЯ ВЕРОЯТНОСТНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АНАЛИЗА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СБОРОЧНОГО АВТОМАТА С НАКОПИТЕЛЯМИ СОБИРАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Божко С.В., Зенкин А.С. (ГАЛПУ, г. Киев, Украина)

Для решения задач проектирования сборочных устройств, содержащих накопители собираемых деталей, можно использовать детерминированные и стохастические модели, позволяющие описать весь процесс сборки в динамике.

В [1] была построена динамическая вероятностная модель, описывающая работу сборочного автомата, на вход которого подаются детали, в дискретном времени. Эта модель позволяет найти такие важные показатели, как доля простоев в общем времени работы автомата, а также дать рекомендации по подбору оптимальных параметров устройства (ёмкость накопителей, верхний и нижний уровни их заполнения, частота подачи деталей в накопители и т.п.). Следует, однако, отметить, что производить

практические расчеты по вычислению характеристик сборочного устройства в рамках данной модели весьма затруднительно из-за большого количества требуемых вычислений.

Ниже авторами предлагается рассмотреть приближенную вероятностную динамическую модель анализа производительности сборочного автомата с накопителями собираемых деталей, которая по сравнению с моделью, описанной в [1], позволяет значительно сократить количество арифметических операций до уровня, доступного персональной ЭВМ, и делающие возможной аналитическую оценку устойчивости получаемых разностных схем.

Рассмотрим сборочный автомат (рис.1), осуществляющий сборку изделий, состоящих из K деталей, в котором технологическим процессом предусматривается загрузка деталей каждого вида в свой бункер ($B_1, B_2, \dots, B_K$), откуда пространственно сориентированные детали поступают в свои накопители ($H_1, H_2, \dots, H_K$), размеры которых равны $N_k, k = 1, \dots, K$. Узел сборки (УС) включается в работу и осуществляет сборку изделия в момент времени, когда количество деталей (компонентующих) во всех накопителях будет не менее величины r_2^k и работает непрерывно до тех пор, пока количество деталей хотя бы в одном из накопителей не станет меньше величины $r_1^k \leq r_2^k, k = 1, \dots, K$. Величины r_1^k и r_2^k для различных накопителей могут быть различными. Как частные случаи, могут рассматриваться ситуации, когда:

$$r_1^k = r_1 = \text{const}, r_2^k = r_2 = \text{const}, r_1^k = r_2^k, k = 1, \dots, K. \quad (1)$$

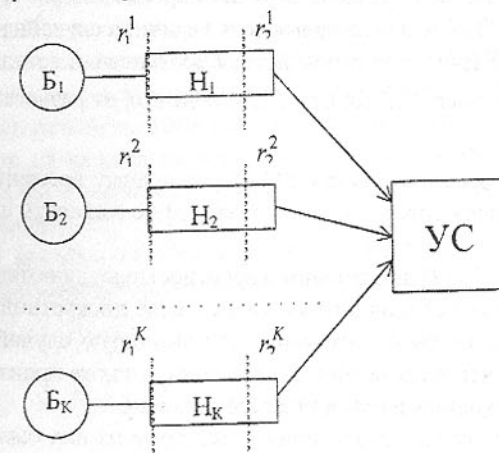


Рис.1. Функциональная схема работы сборочного автомата с накопителями собираемых деталей

Всё время работы сборочного автомата разобьём на T временных интервалов, длительностью Δt каждый. Величина интервала Δt выбирается из таких соображений, чтобы в течение времени Δt из каждого бункера в соответствующий накопитель могло поступить не более одной детали, а также за этот промежуток времени УС мог осуществить сборку изделия.

Из технологических соображений и конструктивных особенностей бункеров ясно, что в любой k -й накопитель в t -й временной интервал, $t = 1, \dots, T$, деталь может поступить лишь с некоторой вероятностью $p_1^k(t) \neq 1$, а при работе УС забирается из k -го накопителя с вероятностью $q_1^k(t) = 1$. При включении автомата объёмы запасов деталей в накопителях будут меняться некоторым случайным образом. Сборочный автомат будет работать в таком режиме. При достижении уровня запасов во всех накопителях, равного $r_2^k \geq r_1^k$, $k = 1, \dots, K$, УС включится и будет работать до тех пор, пока хотя бы в одном из накопителей уровень запасов не станет меньше величины r_1^k , $k = 1, \dots, K$. Если бы во время работы УС ни в один из накопителей детали не поступали, то время непрерывной работы УС определялось бы соотношением:

$$\tau \geq \min (r_2^k - r_1^k) \quad (2) \\ 1 \leq k \leq K$$

Учитывая, что в течение этих τ временных интервалов в накопители будут поступать детали, реальное время непрерывной работы УС $\bar{\tau}$ может быть больше τ . Это реальное время есть величина случайная. Ее статистические свойства зависят от вероятностей поступления деталей из бункеров в накопители, размеров накопителей, и, конечно, от разности величин $(r_2^k - r_1^k)$.

Отношение времени работы УС к суммарному времени его простоев определяет производительность автомата, эффективность его использования.

Аналогично [2, 3] представим вероятностную динамическую модель для анализа работы сборочного автомата в виде дискретной цепи Маркова с конечным множеством состояний, описывающую случайные процессы изменения количества деталей в накопителях, а также производительности автомата в переходных и стационарных режимах.

Введем следующие обозначения (некоторые из них были введены выше):

$k = 1, \dots, K$ - индексы деталей (комплектующих, накопителей);

$t = 1, \dots, T$ - номера временных интервалов длительностью Δt ;

N_k - максимальное количество деталей, которое может быть в k -м накопителе (то есть размер k -го накопителя);

r_1^k, r_2^k - соответственно нижний и верхний уровень запаса деталей в k -м накопителе, определяющие момент выключения и включения в работу УС;

$p_1^k(t), p_0^k(t)$ - соответственно вероятности того, что в t -й временной интервал поступит или не поступит деталь в k -й накопитель.

$$p_1^k(t) + p_0^k(t) = 1;$$

$S_i^k(t), i = 0, 1, \dots, N_k$ - вероятность того, что в t -й временной интервал количество деталей в k -м накопителе будет равно i ;

$q_0(t), q_1(t)$ - соответственно вероятности того, что в t -й временной интервал УС не работает или работает.

$$q_0(t) + q_1(t) = 1;$$

$\{n\}$ - набор целых чисел $\{n_1, \dots, n_k\}$, соответствующих количествам деталей в накопителях, $0 \leq n_k \leq N_k$.

$q_1^i(\{n\})$ - совместная вероятность того, что количества деталей в накопителях равны $\{n\}$ и УС работает;

$q_0^i(\{n\})$ - совместная вероятность того, что количества деталей в накопителях равны $\{n\}$ и УС не работает.

Так как t -й временной интервал имеет некоторую длительность Δt , то при построении математической модели будем предполагать, что поступление детали в накопитель осуществляется в начале временного интервала, а подача ее из накопителя на сборку - в конце временного интервала.

Вероятностная динамическая модель, описывающая поведение автомата в переходных режимах, представлена рекуррентными соотношениями, определяющими изменения во времени вероятностей различных состояний запаса деталей в накопителях, а также вероятностей состояний (работы или неработы) УС.

Случайный процесс изменения состояний величины запаса деталей в накопителях описывается уравнениями (обозначения см. в начале статьи):

$$S_0^k(t) = S_0^k(t-1) p_0^k(t); \quad (4)$$

$$S_i^k(t) = S_i^k(t-1) p_0^k(t) + S_{i-1}^k(t-1) p_1^k(t), i = 1, \dots, r_1^k - 2; \quad (5)$$

$$S_{r_1^k-1}^k(t) = S_{r_1^k-1}^k(t-1) p_0^k(t) + S_{r_1^k-2}^k(t-1) p_1^k(t) + S_{r_1^k}^k(t-1) p_0^k(t) q_1(t-1); \quad (6)$$

$$S_i^k(t) = S_i^k(t-1)[p_0^k(t)q_0(t-1) + p_1^k(t)q_1(t-1)] + S_{i-1}^k(t-1)p_1^k(t) \times q_0(t-1) + S_{i+1}^k(t-1)p_0^k(t)q_1(t-1), i = r_1^k + 1, \dots, N_k - 1; \quad (7)$$

$$S_{N_k}^k(t) = S_{N_k}^k(t-1)[p_0^k(t)q_0(t-1) + p_1^k(t)] + S_{N_k-1}^k(t-1)p_1^k(t)q_0(t). \quad (8)$$

Ясно, что

$$0 \leq S_i^k(t) \leq 1, \sum_{i=0}^{N_k} S_i^k(t) = 1, k = 1, \dots, K, t = 1, 2, \dots, T. \quad (9)$$

Уравнения для вероятностей имеют следующий вид:

$$q_1^k(\{n\}) = \prod_{k=1}^K S_{n_k}^k(t).$$

Принимая во внимание изложенное в начале описания работы автомата, дискретный случайный процесс, описывающий состояние УС во времени (работает или простаивает), описывается уравнениями:

$$q_1(t) = q_1(t-1) \prod_{k=1}^K \sum_{i=r_1^k}^{N_k} S_i^k(t) + q_0(t-1) \prod_{k=1}^K \sum_{i=r_1^k}^{N_k} S_i^k(t); \quad (10)$$

$$q_0(t) = 1 - q_1(t) = q_1(t-1) \left(1 - \prod_{k=1}^K \sum_{i=r_1^k}^{N_k} S_i^k(t)\right) + q_0(t-1) \left(1 - \prod_{k=1}^K \sum_{i=r_2^k}^{N_k} S_i^k(t)\right). \quad (11)$$

Уравнение (10) отражает тот факт, что если в момент времени $(t-1)$ УС был в рабочем состоянии, то для того, чтобы он продолжал быть в рабочем состоянии в момент времени t , объем запасов во всех накопителях

$k = 1, \dots, K$ в момент времени t должен быть не меньше r_1^k , и если УС в момент времени $(t-1)$ был в состоянии простоя, то, чтобы он включился в момент времени t , необходимо, чтобы количество деталей во всех накопителях было не ниже величины верхнего уровня - r_2^k .

Математическое ожидание количества деталей в k -м накопителе в момент времени t определяется выражением:

$$M_k(t) = \sum_{i=0}^{N_k} i \cdot S_i^k(t), k = 1, \dots, K, \quad (12)$$

а дисперсия объема запаса в k -м накопителе в t -й временной интервал вычисляется по формуле:

$$\sigma_k(t) = \sum_{i=0}^{N_k} (i - M_k(t))^2 \cdot S_i^k(t), k = 1, \dots, K. \quad (13)$$

Алгоритм анализа переходных режимов дискретных случайных процессов, описывающих состояние автомата в моменты времени $t = 0, 1, \dots, T$, заключается в следующем:

1). Задаем начальное состояние системы:

- вероятности уровней запасов (количества деталей) в каждом из накопителей в момент времени $t = 0$: $S_i^k(0)$, $i = 0, 1, \dots, N_k$; $k = 1, \dots, K$;

- вероятности того, находится ли автомат в момент времени $t = 0$ соответственно в рабочем или нерабочем состоянии: $q_1(0)$, $q_0(0)$.

2). Задаем вероятности $p_i^k(t)$, $k = 1, \dots, K$; $i = 1, 2$; $t = 1, \dots, T$;

3). Подставляя в выражения (4)-(8) значения $S_i^k(0)$, $q_1(0)$, $q_2(0)$, $p_1^k(1)$, $p_0^k(1)$, вычисляем значения вероятностей состояния запасов в накопителях в момент времени $t = 1$: $S_i^k(1)$, $i = 0, 1, \dots, N_k$; $k = 1, \dots, K$.

4). Подставляя вычисленные значения $p_i^k(1)$, а также значения $q_1(0)$ и $q_0(0)$ в формулы (10), (11), вычисляем значения вероятностей рабочего или нерабочего состояния автомата в момент времени $t = 1$ - $q_1(1)$, $q_0(1)$.

5). Далее рекуррентно, начиная с $t = 2$ до $t = T$, подставляем в (4)-(8) значения $S_i^k(1)$, а также q_1 и q_0 , вычисленные для предыдущего временного интервала, а p_1^k и p_0^k - для данного интервала времени, и вычисляем значения $S_i^k(t)$, $i = 0, 1, \dots, T$, $k = 1, \dots, K$, а затем, подставляя вычисленные значения $S_i^k(t)$ в (10) и (11), рассчитываем $q_1(t)$, $q_0(t)$, после чего переходим к следующему временному интервалу.

Если $p_i^k(t) = p_i^k$, $t = 1, 2, \dots, T$; $i = 0$ или 1 , $k = 1, \dots, K$, то есть вероятности поступления деталей в накопители стационарны (не зависят от времени), то при $T \rightarrow \infty$ в системе установится стационарный режим. Этот режим характерен тем, что значения вероятностей $q_1(t)$, $q_0(t)$, $p_i^k(t)$, $i = 0, 1, \dots, N_k$, $k = 1, \dots, K$, не зависят от уровня начального состояния системы $q_1(0)$, $q_0(0)$, $S_i^k(0)$ и для разных временных интервалов будут постоянными. Стационарный режим является наиболее интересным для анализа системы и выбора оптимальной стратегии управления.

Для определения момента T_1 , когда в системе установится стационарный режим, необходимо реализовать вычисления вероятностных характеристик процесса согласно описанному выше алгоритму, пока не выполнится соотношение

$$\sum_{k=1}^K \sum_{i=0}^{N_k} [S_i^k(t) - S_i^k(t-1)]^2 + [q_1(t) - q_1(t-1)]^2 + [q_0(t) - q_0(t-1)]^2 \leq \varepsilon, \quad (14)$$

где ε - заранее заданная величина, характеризующая точность приближения к стационарному режиму.

Момент времени $t = T_1$, для которого справедливы соотношения (14), и является моментом установления стационарного режима (с точностью, определяемой значением параметра ε).

Вероятностные характеристики системы, определенные в этот момент, и определяют технико-экономические показатели работы автомата. Так, если автомат функционирует T временных интервалов, то математическое ожидание количества собранных за это время изделий равно:

$$M = T \times q_1, \quad (15)$$

то есть в среднем автомат $q_1(t) \times 100\%$ времени находится в рабочем состоянии, а $q_0(t) \times 100\%$ - простаивает.

Ясно, что стационарные значения M , M_k , σ_k , зависят от величин N_k , r_1^k , r_2^k , $k = 1, \dots, K$, эффективные значения которых и характер этих зависимостей может быть установлен в результате вычислительных экспериментов.

Полученные динамические вероятностные оценки работы автомата являются функциями от целого ряда параметров: вероятностей поступления в t -й временной интервал детали в каждый k -й накопитель $p_1^k(t)$, размера k -го накопителя N_k , значений верхнего r_2^k и нижнего r_1^k , $k = 1, \dots, K$ уровня объемов запасов в накопителях.

Разработанная приближенная вероятностная динамическая модель для анализа и оценки производительности сборочного автомата позволяет вычислять технико-экономические показатели его работы, используя предложенный алгоритм и реализацию итеративного процесса на ЭВМ. В соответствии с разработанным алгоритмом анализа написана программа для ПЭВМ РС/АТ.

Список литературы: 1. Точная вероятностная динамическая модель для анализа производительности сборочного автомата (Божко С.В., Зенкин А.С.). Труды IV международной научно-практической конференции "Современные информационные и энергосберегающие технологии жизнеобеспечения человека" (Выпуск №4 в пяти книгах)- Севастополь 7-11 сентября 1998 г., Киев: Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах, 1998. - Книга III- с. 69 - 73. 2. Зак Ю.А. Вероят-

ностные динамические модели сборочных производств.- Автоматика, 1990.-№ 9-с.84-91. 3. Зак Ю.А., Кирьян Н.Л., Ямпольский С.Л. Детерминированные и стохастические модели оптимального проектирования сборочных конвейеров. Комплексная автоматизация промышленности. Труды IV Международной конференции. -17-20 октября 1990 г. Секция 6.-Киев: РАПО, Укрвузполиграф, 1990-с. 19-23.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СВЯЗИ МЕЖДУ СТЕПЕНЬЮ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ МАТЕРИАЛА И СКОРОСТЬЮ ЕЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ

Бутенко В.И., Пушкарный А.В., Шульгинов В.В.
(ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

В инженерной практике обеспечения износостойкости и конструкционной прочности сталей и сплавов важным является установление функциональной связи между степенью пластической деформации материала и скоростью ее распространения, находящейся в тесной зависимости от дислокационной структуры стали или сплава [1]. В общем случае в теории пластичности скорость распространения деформации сжатия или растяжения v_m определяется по выражению [2]

$$v_m = \sqrt{\frac{d\sigma}{\gamma \cdot d\varepsilon_x}}, \quad (1)$$

где γ - плотность конструкционного материала;

σ - условное напряжение, отнесенное к первоначальной площади поперечного сечения образца;

ε_x - относительная деформация вдоль оси X , принимаемая при сжатии

$$\varepsilon_x = \frac{H}{H_0} \quad \text{и} \quad H = H_0 - H;$$

при растяжении

$$\varepsilon_x = \frac{L}{L_0} \quad \text{и} \quad H = L_0 - L.$$

Здесь H - абсолютная деформация исследуемого образца;

L_0 , H_0 - соответственно начальная длина и высота образца;

L , H - соответственно текущие значения длины и высоты образца.

Для того, чтобы определить скорость распространения деформации в конструкционном материале по формуле (1), необходимо, используя кривую деформационного упрочнения (рис.1), вычислить величину производной $\frac{d\sigma}{d\varepsilon_x}$. Одним из этапов построения упрощенной кривой деформационного упрочнения, изложенного в работе [3], является определение зависимости условного напряжения σ от усадки образца ξ :

$$\sigma = \sigma_0 + K_\sigma \cdot (\xi - 1), \quad (2)$$

где σ_0 - напряжение при $\xi = 1$;

K_σ - некоторая величина, пропорциональная σ и ε_x в пластической части деформационного упрочнения материала.

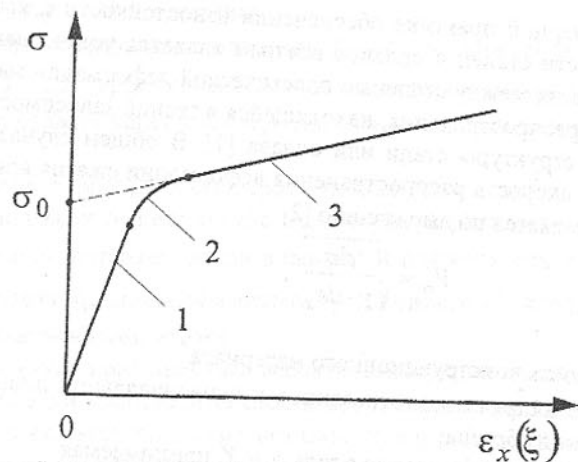


Рис.1. Кривая деформационного упрочнения

Величина усадки ξ определяется отношением

$$\xi = \frac{H_0}{H} = \frac{L}{L_0}. \quad (3)$$

Следовательно, $\xi = 1 + \varepsilon_x$.

Тогда зависимость (2) для условного напряжения с учетом равенства (3) примет вид

$$\sigma = \sigma_0 + K_\sigma \cdot \varepsilon_x. \quad (4)$$

Дифференцируя выражение (4) по ε_x , после преобразования получается $\frac{d\sigma}{d\varepsilon_x} = K_\sigma$.

Анализируя рис.1, следует отметить, что кривая деформационного упрочнения состоит из трех частей: упругой части 1, где $\frac{d\sigma}{d\varepsilon_x} = E$, т.е. модулю упругости материала; упругопластической 2 (небольшой переходный участок) с резким падением величины производной $\frac{d\sigma}{d\varepsilon_x}$; пластической 3, где $\frac{d\sigma}{d\varepsilon_x} = K_\sigma$.

Переходный участок 2 (рис.1) обычно невелик [3] и связан с небольшим изменением деформации ε_x . Поэтому наибольший практический интерес представляет собой третий участок кривой деформационного упрочнения, где скорость распространения пластического сжатия или растяжения будет равна

$$V_m = \sqrt{\frac{K_\sigma}{\gamma}}. \quad (5)$$

Как видно из выражения (5), скорость распространения пластической деформации V_m зависит от величины углового коэффициента K_σ и плотности материала γ . Следовательно, угловой коэффициент K_σ представляет истинное напряжение σ_u при предельном упрочнении конструкционного материала. Это можно легко доказать, используя относительную деформацию ε_x , изменяющуюся от 0 до 1 [4]. Например, при сжатии $\varepsilon = \frac{H}{H_0}$, откуда $\xi = \frac{1}{1-\varepsilon}$. Условное напряжение $\sigma = \sigma_u \cdot \xi$. Если значения $\sigma_u \cdot \xi$ подставить в выражение (2), то получится

$$\sigma_u = \sigma_0 + (K_\sigma - \sigma_0) \cdot \varepsilon.$$

При $\varepsilon = 1$, что отвечает предельной пластической деформации материала, $\sigma_u = K_\sigma$.

В справочных пособиях обычно указана скорость распространения звука V_s в конструкционном материале

$$V_s = \sqrt{\frac{E}{\gamma}}. \quad (6)$$

Используя формулы (5) и (6), можно получить следующее выражение для определения скорости распространения пластической деформации

V_m в конструкционном материале:

$$V_m = V_z \cdot \sqrt{\frac{K_\sigma}{E}} \quad (7)$$

При этом значение напряжения K_σ обычно определяется по методике, изложенной в работе [4]. Так, например, при сжатии стали 40X величина напряжения $K_\sigma = 1285$ МПа. Принимая для этой стали модуль упругости $E = 21,6 \cdot 10^4$ МПа и скорость звука $V_z = 5,1 \cdot 10^3$ м/с [3], скорость пластической деформации V_m в стали составит $V_m \approx 394$ м/с. Аналогично можно вычислить V_m для сдвига, приняв модуль упругости $E = 16,7 \cdot 10^3$ МПа и скорость распространения звука $V_z = 1,3 \cdot 10^3$ м/с [5, 6] при напряжении сжатия $E = 22,6$ МПа: $V_m = 48$ м/с.

В табл.1 приведены значения скорости распространения пластической деформации V_m для некоторых конструкционных материалов, рассчитанные по формуле (7). При расчетах величина модуля упругости E и скорости распространения звука V_z принимались по таблицам физических величин, приведенных в работах [6, 7]. Напряжение K_σ принималось по данным работ [3, 5] в зависимости от вида напряженного состояния материала; при сжатии коэффициент $n = 1$; при растяжении - $n = -1$.

Таблица 1 - Расчетные значения скорости распространения пластической деформации V_m в материале

Материал	$E \cdot 10^4$, МПа	$K_\sigma \cdot 10^2$, МПа		$V_z \cdot 10^3$, м/с	V_m , м/с	
		$n = 1$	$n = -1$		$n = 1$	$n = -1$
Алюминий Д16	7,35	2,75	2,30	5	305	279
Сталь 20X	21,6	9,22	11,1	5,1	333	365
Сталь 40	21,6	9,12	12,5	5,1	332	387
Сталь 40X	21,6	12,85	15,98	5,1	394	439
Сталь 50	21,6	11,20	16,50	5,1	367	446
Сталь X18H9T	21,6	25,70	19,61	5,1	557	486
Сталь ЭИ405	21,6	17,36	18,04	5,1	457	466
Медь М2	12,8	4,51	5,77	3,6	214	242
Свинец	1,67	0,23	0,26	1,3	48	51

Однако скорость распространения пластической деформации V_m , приведенная в табл.1, не следует отождествлять со скоростью перемещения частиц деформированного материала V_∂ , обусловленную величиной

действующего напряжения σ . Пусть за время t сжатие и растяжение, вызванное действующим напряжением σ , распространяется в конструкционном материале на величину $V_\partial \cdot t$. За это же время деформация напряженной области составит величину, равную $V_m \cdot t \cdot \varepsilon$. Приравняв $V_\partial \cdot t = V_m \cdot t \cdot \varepsilon$ и разделив обе части равенства на t , получается

$$V_\partial = V_m \cdot \varepsilon, \quad (8)$$

где $0 < \varepsilon \leq 1$.

Для упругодеформированной области (рис.1, упругая часть)

$$V_m = V_z \text{ и } \varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \text{ тогда}$$

$$V_\partial = \sqrt{\frac{E}{\gamma}} \cdot \frac{\sigma}{E} = \sigma \cdot \sqrt{\frac{1}{\gamma \cdot E}} \quad (9)$$

При резании металлов величина относительной деформации ε достигает сравнительно больших значений

$$0,33 \leq \varepsilon \leq 0,8 - 0,9.$$

Указанные значения ε соответствуют интенсивности процесса резания по усадке стружки от 1,5 до 10. Тогда величина скорости перемещения частиц деформированного материала V_∂ будет равна

$$V_\partial = (0,33 - 0,9) \cdot V_m.$$

По величинам скоростей V_∂ и V_m можно судить о возбуждении автоколебаний при резании металлов, предполагая в том или ином виде «запаздывание» пластической деформации по отношению к перемещению режущего инструмента. Скорость резания при обработке черных металлов, как правило, не превосходит (2-4) м/с, т.е. всегда на два порядка меньше скоростей V_∂ и V_m . Скорость автоколебательного движения системы СПИД обычно меньше скоростей резания. Например, при колебаниях в направлении радиальной составляющей силы резания P_y при амплитуде $A = 0,1$ мм и частоте $f = 1000$ Гц (обычно частота автоколебаний на станке значительно ниже) амплитуда скорости будет равна

$$0,1 \cdot 2\pi \cdot 1000 \cdot 10^{-3} = 0,628 \text{ м/с}.$$

Следовательно, пластическая деформация по отношению к перемещению инструмента запаздывать не будет. Таким образом, «запаздыванием» пластической деформации нельзя объяснить двузначность силы резания по перемещению, необходимую для возбуждения автоколебаний. Эта двузначность полностью определяется нелинейной зависимостью силы резания от скорости. В процессе резания обработка деталей с минимально возможной деформацией металла, превращаемого в стружку, представляет большой практический интерес. Для того, чтобы снизить величину дефор-

мации, на первый взгляд кажется, что достаточно вести обработку материала со скоростью резания V , равной

$$V \geq V_m \quad (10)$$

В действительности все обстоит гораздо сложнее. Скорость изменения нагрузки влияет на деформационное упрочнение. Увеличение деформационного упрочнения с увеличением скорости приложения нагрузки достаточно подробно исследовано в работах П. Бриджмена [8], Х.А. Рахматулина и Ю.А. Демьянова [9], П. Пежина [10] и других исследователей. При этом следует иметь в виду, что величина действующих напряжений с увеличением скорости возрастает. В результате этого возможно увеличение напряжения K_σ , а следовательно, и скоростей V_m и V_σ , поэтому условие (10) для обработки металлов резанием можно использовать, предварительно установив влияние высокой скорости резания на величину K_σ .

Выполненные исследования степени деформированного упрочнения от скорости приложения нагрузки важны не только для механической обработки конструкционных материалов, но и имеют большое значение для теории прочности и пластичности.

Список литературы: 1. Крагельский И.В., Добычин М.И., Комбаров В.С. Основы расчетов на трение и износ. -М.: Машиностроение, 1977. -526 с. 2. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. - Киев: Наукова думка, 1969, -211с. 3. Переломов Н.Г. Экспериментальное определение кривых деформационного упрочнения при растяжении и сжатии // Научно-технический информационный бюллетень. -Л.: Изд-во ЛПИ, 1962, вып.2. - С. 26-29. 4. Ильющин А.А. Пластичность. -М.: ОГИЗ, 1948, -256 с. 5. Мурашкин Л.С. Упрощенный способ определения кривой деформационного упрочнения при сжатии // Труды ЛПИ. -Л.: Машиностроение, 1972, №321. -С. 223-226. 6. Таблицы физических величин / Под ред. А.П. Афанасьева. -М.: ГТГИ, 1933. -С.101-108. 7. Бриджмен П. Исследование больших пластических деформаций и разрыва. -М.: Изд-во иностранной литературы, 1995. -286с. 8. Рахматулин Х.А., Демьянов Ю.А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. -М.: Физматгиз, 1961. -365 с. 9. Пежина П. Основные вопросы вязкопластичности. -М.: Мир, 1968. -216 с.

ГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ МНОГОМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Гладчук Е.А. (ДГУЭТ, г. Донецк, Украина)

Переходные процессы в многомассовой электромеханической системе с индивидуальным приводом рабочих органов имеют место в общем случае технологического процесса - на его нестационарной стадии [1]. Нестационарность технологического процесса обусловлена: непостоянством краевых условий взаимодействия обрабатываемого продукта и рабочих органов; отсутствием жесткого силового замыкания между приводами отдельных рабочих органов; искажением по амплитуде и во времени активных связей генерируемых системой управления под действием реактивных связей между обрабатываемым продуктом, рабочими органами, приводами, и соответственно, системой управления, вследствие многомассовости всей электромеханической системы в целом (см. рис. 1). На рис. 1 показано:

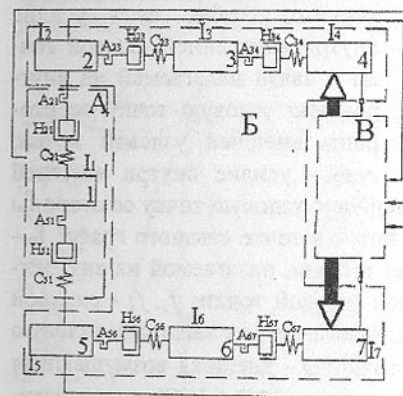
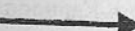


Рис. 1. Схема многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов.

$A = \Delta$

Связи:

-  - активные;
-  - реактивные.

А – обрабатываемый продукт; Б – рабочие органы и их приводы; В – система управления; $i \geq 1$ – количество элементарных структурных составляющих многомассовой электромеханической системы; I_i – момент инерции элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы; $\Delta_i, i+1$ – зазор в элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы; $H_i, i+1$ – упруго-вязкое демпфирование в элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы. В общем случае, для любой многомассовой системы, независимо от её качественного и количественного состава,

может быть выполнено форматированное описание функциональных связей связного графа в записи Розенберга-Карноппа [2], с дальнейшей трансформацией связного графа в конечный оргграф [3] (см. рис. 2).

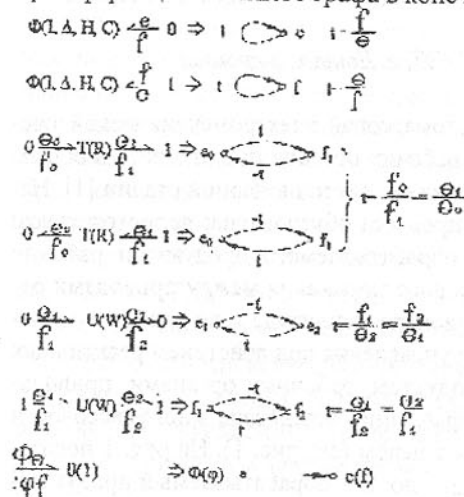


Рис. 2. Схема трансформации элементов связного графа в элементы оргграфа.

узловой точки и связи, налагаемой на внешнюю узловую точку внутренней узловой точки; f - силовой поток в точке связного графа; f_0 - силовой поток внутренней узловой точки и связи, налагаемой на внутреннюю узловую точку со стороны внешней узловой точки; f_1, f_2 - силовой поток во внешней узловой точке и связи, налагаемой на внешнюю узловую точку со стороны внутренней узловой точки; φ - внешняя возмущающая сила генерируемая внешней элементарной связью $\Phi(I, \Delta, H, C)$; t - ориентированное ребро оргграфа, описывающее взаимосвязь усилий внутри точки связного графа и силовой поток в точке связного графа.

Графический анализ элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов с помощью связного графа в записи Розенберга-Карноппа с дальнейшей трансформацией связного графа в конечный оргграф выполнен на рис. 3.

На рис. 3 показано: а - элементарная структурная составляющая многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов; б - связной граф в записи Розенберга-Карноппа

На рис. 2 показано: "1" -

внешняя узловая точка связного графа; "0" - внутренняя узловая точка связного графа; $\Phi(I, \Delta, H, C)$ - внешняя элементарная связь, налагаемая на внешние узловые точки связного графа; $T(R)$ - элементарная связь, налагаемая на внутреннюю точку со стороны внешней (на внешнюю точку со стороны внутренней); U, W - элементарная связь, налагаемая однородными точками друг на друга; e - усилие внутри точки связного графа; e_0 - усилие внутри внутренней узловой точки и связи налагаемой на внутреннюю узловую точку со стороны внешней узловой точки; e_1, e_2 - усилие внутри внешней

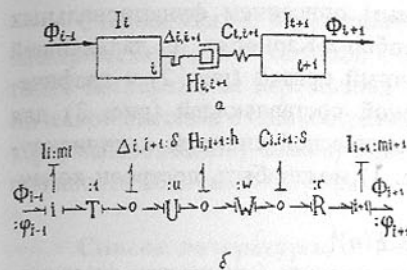


Рис. 3. Графический анализ элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов.

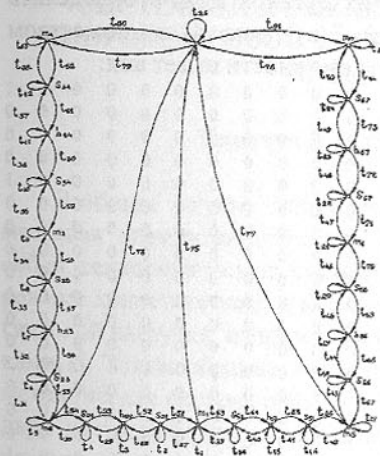


Рис. 4. Оргграф переходных процессов обобщенной многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов.

элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов; в - конечный оргграф элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов; Φ_{i-1} - внешняя связь, налагаемая на i -й элемент; Φ_{i+1} - внешняя связь, налагаемая $i+1$ элементом; I_i, I_{i+1} - моменты инерции i -го и $i+1$ -го элементов; $\Delta_{i,i+1}$; $H_{i,i+1}$; $C_{i,i+1}$; T ; U ; W ; R - см. выше; i ; $i+1$ - внешние точки связного графа; 0 - внутренняя точка связного графа; φ_{i-1} ; φ_{i+1} - внешние возмущающие силы, генерируемые внешними связями Φ_{i-1} ; Φ_{i+1} ; m_i ; m_{i+1} - приведенные массы i и $i+1$ элементов; δ - зазор в элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом валков для конкретных условий протекания переходного процесса; h - демпфирование в элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом валков для конкретных условий протекания переходного процесса; s - упругость в элементарной структурной составляющей многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом валков для конкретных условий протекания процесса; u, w, r - внутренние возмущающие силы генерируемые элементарными связями T, U, W, R .

В соответствии с формализованным описанием функциональных связей связанного графа в записи Розенберга-Карноппа, с дальнейшей трансформацией связанного графа в конечный орграф (рис. 2) и графическим анализом элементарной структурной составляющей (рис. 3) для обобщенной многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов (рис. 1) может быть построен конечный орграф (рис. 4)

$$G = \{V(n), E(n)\},$$

где $V(n)$ — непустое конечное множество вершин (множество функционально значимых параметров многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов);

$E(n)$ – конечное семейство упорядоченных пар элементов непустого множества ориентированных ребер (множества взаимосвязей усилий и силового потока в соответствующих точках связного графа).

На рис. 4 показано: m ; $\delta_{i, i+1}$; $h_{i, i+1}$; $s_{i, i+1}$ - вершины конечного орграфа; t_{ij} - ориентированные ребра; $i \geq 1$; $j \geq 1$ - количество элементарных структурных элементов конечного орграфа.

Как и для любого конечного графа [4] для конечного орграфа переходных процессов обобщенной многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов можно определить матрицу смежности. Для орграфа $G=\{V(n), E(n)\}$ (рис. 4) с множеством вершин $\{V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_{25}, V_{26}\}$ матрица смежности имеет вид:

вершин $\{V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_{25}, V_{26}\}$ матрица смежности имеет вид:

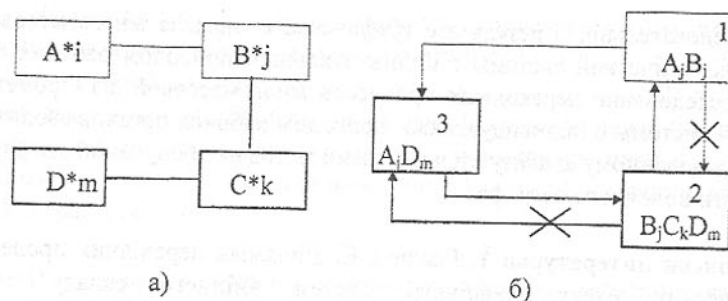
Следовательно, в результате графического анализа многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов исследование переходных процессов многомассовой электромеханической системы с индивидуальным приводом рабочих органов сводится к формализованному анализу стандартными методами полученной матрицы смежности конечного орграфа.

Список литературы: 1. Гладчук Є. Динаміка перехідних процесів багатомасових електромеханічних систем змінного складу 112^й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові - Львів: Львівська політехніка, 1995. – С. 66 – 67. 2. Brown F. T. Direct Application of the Loop Rule to Bond Graphs. Bond Graphs Modeling for Engineering System / Ed. by Karnopp D. and Rosenberg R.- New York, 1972. - 436 p. 3. Karnopp D., Rosenberg R. Analysis and simulation of multiport system. – Cambridge: M.I.T. press, 1968. – 192 p. 4. Зыков А. А. Теория конечных графов. – Новосибирск: НЦ АН СССР, 1969. – 246 с.

**ОРГРАФ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ
СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ НА ПРИМЕРЕ
МНОГОМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
ПРОКАТНОГО СТАНА**

Гладчук Е.А. (ДГУЭТ, г. Донецк, Украина)

В общем случае любая технологическая система, например, много-массовая электромеханическая система прокатного стана, представляет собой технологическую систему переменной структуры: разомкнутую в режиме холостого хода и мгновенно связанную при приложении технологической нагрузки, например при прокатке в процессе захвата раската валками[1]. Таким образом, в общем случае, любая многомассовая электро-механическая система прокатного стана представляет собой совокупность двух нестационарных составляющих (рис.1): структурной, описывающей реально существующее в конкретный момент времени только количественное состояние системы (рис.1а); функциональной, описывающей реально существующее в конкретный момент времени как количественное, так и качественное состояние системы (рис.1б). На рисунке 1 показано: 1-технологический очаг (очаг деформации); 2-техническая подсистема; 3-подсистема управления (эти подсистемы представляют собой электро-механическую систему прокатного стана);



а - структурная схема;
б - функциональная схема;

Элементы связи:

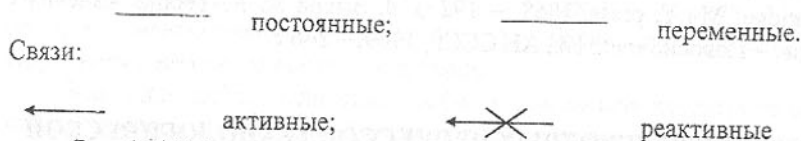
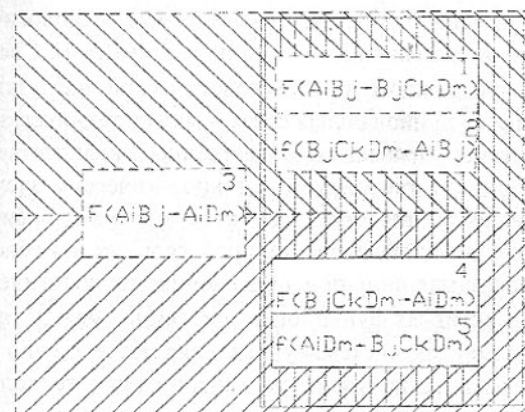


Рис. 1. Обобщенная схема преобразования технологической системы переменной структуры.

A - элементарная единица обрабатываемого продукта(раската); B - элементарная единица исполнительного органа (валок); C - элементарная единица привода; D --элементарная единица управления; $i \geq 1, j \geq 1, k \geq 1, m \geq 1$ - количество элементарных единиц; $A_i B_j, B_j C_k D_m, A_i D_m$ - временно-функциональные связи между элементарными единицами.

В исходном состоянии (отсутствие раската между валками) структурная составляющая включает три структурных звена, образующих постоянно связную систему $(B^*j)-(C^*k)-(D^*m)$. Функциональная составляющая в исходном состоянии включает два звена (технологическую подсистему 2, описываемую временно-функциональной связью $B_j C_k D_m$ и управляющую подсистему 3, описываемую временно-функциональной связью $A_i D_m$, прогнозируемой для конкретных условий процесса прокатки в соответствии с принятым алгоритмом управления) с одной временно-функциональной связью, оказывающих прямое воздействие взаимнообратимого характера $A_i D_m \Leftrightarrow B_j C_k D_m$. Приложение технологической нагрузки при захвате раската валками, мгновенно изменяет количественный состав структурной составляющей, преобразуя ее в четырехзвенную мгновенно связную систему $(A^*i)-(B^*j)-(C^*k)-(D^*m)$ [2]. Одновременно мгновенно преобразуется и функциональная составляющая в трехзвенную систему

$A_i B_j \Leftrightarrow B_j C_k D_m \Leftrightarrow A_i D_m$, включающую, кроме приведенных выше технологической подсистемы 2 и управляющей подсистемы 3, технологическую подсистему 1, описываемую временно-функциональной связью $A_i B_j$ с двумя временно-функциональными связями прямого воздействия взаимнообратимого характера $A_i B_j \Leftrightarrow B_j C_k D_m \Leftrightarrow A_i D_m$ и одной временно-функциональной связью косвенного воздействия взаимнообратимого характера $A_i B_j \Leftrightarrow A_i D_m$. Мгновенное количественное и качественное преобразование функциональной составляющей многомассовой электро-механической системы прокатного стана обуславливает динамический характер переходных процессов, протекающих внутри многомассовой электро-механической системы прокатного стана [3], нестационарность временно-функциональных связей между подсистемами и между отдельными элементами внутри подсистем, а, следовательно, искажение краевых условий взаимодействия между подсистемами и между отдельными элементами внутри подсистем.



Функциональные элементы и связи:

— стационарные; ---- нестационарные.

Функциональные связи:

F - активные;

f - реактивные.

Функциональные элементы:

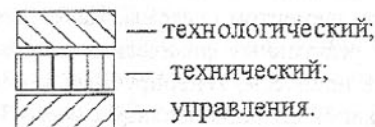


Рис.2. Обобщенная функциональная схема связанности переходных процессов технологической системы переменной структуры.

С функциональной точки зрения многомассовая электромеханическая система переменной структуры представляет собой совокупность взаимосвязанных в пространстве и во времени трех функциональных элементов (см. рис.2): технологического, описываемого реально существующими в данный конкретный момент времени краевыми параметрами очага деформации; технического, описываемого реально существующими в данный конкретный момент времени энерго-силовыми и кинематическими параметрами процесса прокатки; управления, описываемого параметрами процесса прокатки в соответствии с реально используемыми в данный конкретный момент времени алгоритмом управления. На рисунке 2 показано: 1,3,4-активные функциональные связи многомассовой электромеханической системы прокатного стана; 2,5-реактивные функциональные связи многомассовой электромеханической системы прокатного стана; $F(AiBj \rightarrow BjCkDm)$ - активная функциональная связь 1 между технологическим и техническим элементами системы. Качественно и количественно описывает физические процессы, генерируемые технологическим элементом, в условиях искажения их техническим элементом. Связь 1 мгновенно генерируется при приложении технологической нагрузки; $F(BjCkDm \rightarrow AiDm)$ - активная функциональная связь 4 между техническим элементом и элементом системы управления. Качественно и количественно описывает физические процессы, генерируемые технологическим элементом, в условиях искажения их техническим элементом и элементом системы управления. В силу конечности физических процессов связь 4 генерируется с определенным запаздыванием при приложении технологической нагрузки; $F(AiBj \rightarrow AiDm)$ - активная функциональная связь 3 между технологическим элементом и элементом системы управления. Качественно и количественно описывает физические процессы, генерируемые технологическим элементом, физически в виде соответствующем используемому алгоритму функционирования элемента управления, в условиях искажения их аппаратурой элемента управления. В силу конечности физических процессов связь 3 так же генерируется с определенным запаздыванием во времени при приложении технологической нагрузки; $f(AiDm \rightarrow BjCkDm)$ - реактивная функциональная связь 5 между элементом управления и технологическим элементом системы. Качественно и количественно описывает влияние реактивных физических процессов элемента управления на физические процессы, генерируемые технологическим элементом (описывается активной функциональной связью 3) и техническим элементом (описывается активной функциональной связью 1), протекающие с искажением во времени, вследствие различия конечности физических процессов в связях 3 и 1. Связь 5 генерируется стационарно, но с определенным запаздывани-

ем во времени, при приложении технологической нагрузки; $f(BjCkDm \rightarrow AiBj)$ - реактивная функциональная связь 2 между техническим элементом и технологическим элементом системы. Качественно и количественно описывает влияние реактивных физических процессов технического элемента на физические процессы генерируемые технологическим элементом, (описывается активной функциональной связью 1) и физические процессы, используемые алгоритмом функционирования элемента управления (описывается реактивной функциональной связью 5), протекающие со взаимными искажениями во времени вследствие различия конечности физических процессов в связях 1 и 5. Связь 2 генерируется, в конечном итоге, со значительным накопленным запаздыванием в последнюю очередь после приложения технологической нагрузки.

Таким образом, вследствие искажения во времени из-за конечности физических процессов в функциональных связях 1...5, в многомассовой электромеханической системе прокатного стана имеет место постоянное искажение по амплитуде и во времени краевых условий взаимодействия функциональных элементов.

Качественно и количественно параметры краевых условий взаимодействия функциональных элементов многомассовой электромеханической системы прокатного стана могут быть получены графоаналитическим решением с учетом весомости функциональных связей 1...5 при конкретных условиях искажения во времени физических процессов [4].

В данном случае очевидна целесообразность применения для анализа переходных процессов технологической системы переменной структуры, каковой является, например, многомассовая электромеханическая система прокатного стана, ориентированного графа, или орграфа

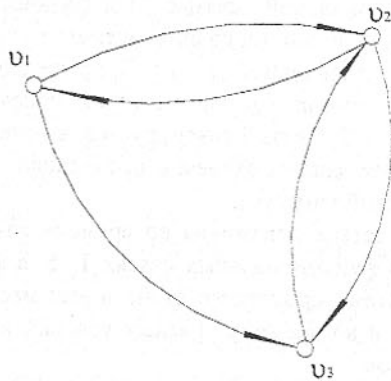
$$G = \{ \mathcal{V}(n), E(n) \},$$

где $\mathcal{V}(n)$ - непустое конечное множество вершин (множество функциональных элементов технологической системы переменной структуры); $E(n)$ - конечное семейство упорядоченных пар элементов из непустого множества $\mathcal{V}(n)$ ориентированных ребер (множество функциональных связей технологической системы переменной структуры).

Количество функциональных связей, а следовательно, ориентированных ребер, зависит от количества входящих в технологическую систему переменной структуры в данный конкретный момент времени структурных элементов, а количество функциональных элементов технологической системы переменной структуры (вершин орграфа) есть величина постоянная:

$$\begin{aligned} \mathcal{G}(n) &= \text{const} , \\ E(n) &\neq \text{const} . \end{aligned}$$

Таким образом, обобщенный орграф переходных процессов технологической системы переменной структуры представляет собой конечный орграф (рис.3).



v_1, v_2, v_3 - вершины;
 $\leftarrow$ - ориентированные ребра.

Рис.3. Обобщенный орграф переходных процессов технологической системы переменной структуры.

Для любого конечного орграфа [5] можно определить матрицу смежности. В данном случае для орграфа $G = \{\mathcal{G}(n), E(n)\}$ с множеством вершин $\{g_1, g_2, g_3\}$ матрица смежности $H = (hpq)$ имеет вид:

$$\begin{pmatrix} 0 & 2i \times j \times k \times m & i \times j \times m \\ 2i \times j \times k \times m & 0 & 2i \times j \times k \times m \\ i \times j \times m & 2i \times j \times k \times m & 0 \end{pmatrix}$$

где $i \geq 1, j \geq 1, k \geq 1, m \geq 1$ - количество структурных элементарных единиц подсистем технологической системы переменной структуры. Следовательно, анализ переходных процессов технологической системы переменной структуры, например, многомассовой электромеханической системы прокатного стана, сводится к анализу полученной матрицы смежности ее орграфа.

Список литературы: 1. Гладчук Є. Динаміка перехідних процесів багатомасових електромеханічних систем змінного складу // 2-й

міжнародний симпозиум українських інженерів - механіків у Львів: Львівська політехніка, 1995. - С.66-67. 2. Иванченко Ф.К. Механика приводов технологических машин. - Киев: Вища школа, 1986. - 152с. 3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. - Киев: Наукова думка, 1986. - 288с. 4. Уилсон Р. Введение в теорию графов. - М.: Мир, 1977. - 208с. 5. Зыков А.А. Теория конечных графов. - Новосибирск: НЦ АН СССР, 1969. - 246с.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВЫЕМОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ ФРОНТАЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ

Голубов Н.В., Бойко Е.Н., Редькин А.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Основная доля разведанных запасов угля Донецкого бассейна приходится на тонкие пологие пласты. Примерно 85% коксующихся марок угля Донбасса сосредоточено в тонких пологих пластах. Интенсивная разработка угольных пластов с благоприятными горно-геологическими условиями и пластов с мощностью средней и выше средней обусловила, с одной стороны, значительное снижение запасов угля, сосредоточенных в данных пластах, с другой - более интенсивную разработку тонких и весьма тонких пластов, которые отличаются ограниченным рабочим пространством по высоте, сложностью горно-геологических условий залегания, изменчивостью мощности пласта и другими неблагоприятными факторами.

Для добычи угля из этих пластов, начиная с 80-х годов, применяются механизированные комплексы типа КМ103, КА80, КМ137 и другие, очистными машинами которых являются комбайны типа К103, КД80, 1К101. Следует отметить, что значительная доля угля, добытого этими комплексами, из-за ограниченного по высоте рабочего пространства была добыта, с так называемой, присечкой боковых пород.

Отметим также, что наряду со снижением качества добытого угля из-за присечки вмещающих пород, комплексы оборудования отличаются многооперационностью, что не позволяет до настоящего времени автоматизировать полностью рабочие процессы по добыче угля и креплению лавы и обуславливает необходимость присутствия людей в лаве - в самом опасном и запыленном пространстве.

Разработанные в последние годы в АО "Донгипроуглемаш" успешно прошедшие на шахтах Донбасса промышленные испытания фронтальные агрегаты дают возможность решить вопросы, которые не могут быть ре-

шены комплексами оборудования, а именно: производить добычу угля без постоянного присутствия людей в очистном забое и без присечки боковых пород. Отметим, однако, что, как на период создания этих агрегатов, так и в настоящее время отсутствуют глубокие научные исследования работы выемочно-доставочной машины агрегата как сложной динамической системы и, разработанная на их основе, методика расчета и выбора параметров этих машин.

Выемочно-доставочная машина (ВДМ) агрегата является машиной, конечный продукт которой получается путем механического разрушения пласта и транспортирования разрушенного угля по лаве и для которой связь между ее теоретической производительностью Q_m , энерговооружением P и удельными энергозатратами добычи W_d (разрушения и транспортирования) выражается соотношением:

$$Q_m = P / W_d \quad (1)$$

Техническая Q_{tex} и эксплуатационная $Q_{экс}$ производительность этой машины определяется как и для других типов очистных машин (в частности очистных комбайнов)

$$Q_{tex} = k_{tex} Q_m; Q_{экс} = k_{экс} Q_m,$$

где k_{tex} , $k_{экс}$ — величины, характеризующие, соответственно, технические и эксплуатационные возможности работы машины и отражают техническое совершенство и надежность машины (k_{tex}) и совершенство организации работы данной машины в тех или иных условиях эксплуатации ($k_{экс}$). Из вышесказанного и приведенных зависимостей видно, что при прочих равных условиях нагрузка лавы, которая обусловлена эксплуатационной производительностью выемочной машины, зависит от ее теоретической производительности, т.е. При увеличении теоретической производительности машины увеличиваются ее техническая и эксплуатационная производительности, а, следовательно, и нагрузка на лаву

Из приведенной для теоретической производительности зависимости (1), которая характеризует ее с энергетической стороны, следует, что повышение теоретической производительности можно достигнуть за счет:

- повышения энерговооруженности машины, $P \rightarrow P_{max}$;
- снижения удельных энергозатрат, $w \rightarrow w_{min}$;
- одновременного повышения энерговооруженности и снижения удельных энергозатрат, $P \rightarrow P_{max}$, $w \rightarrow w_{min}$.

Из этого следует, что наиболее эффективным способом повышения теоретической производительности ВДМ является третий способ — одновременное повышение энерговооруженности и снижение удельных энергозатрат.

Увеличение энерговооруженности ВДМ путем повышения мощности двигателя влечет за собой увеличение их габаритов, что для шахтных условий становится практически невозможным из-за ограниченных габаритов рабочего пространства, в первую очередь высоты.

В этой связи целесообразным является рассмотреть вопрос, насколько правильно используется установленная энерговооруженность ВДМ и какие существуют пути ее повышения, не прибегая к значительному усложнению конструкции привода. С этой целью необходимо перейти от энергетического представления к ее силовому представлению.

Представляем мощность двигателя с учетом его механической характеристики

$$P = M\omega,$$

где M — момент на валу двигателя; ω — частота его вращения.

В условиях питания от реальной шахтной сети

$$M_\phi = M(1 - \Delta u / u_n)^2,$$

где M_ϕ — фактический момент двигателя; Δu , u_n — падение напряжения и напряжение питания шахтной сети обеспечивающее устойчивую, без опрокидывания, работу двигателя.

Условие устойчивой работы двигателя

$$M_{\phi max} \geq M_c,$$

где $M_{\phi max}$ — фактический максимальный момент двигателя в условиях питания от шахтной сети; M_c — момент сил сопротивления.

Учитывая неравномерный характер нагрузки и динамические свойства системы привода, наибольший средний момент, приведенный к валу двигателя, который принято называть устойчивым моментом, согласно [1] определяем по зависимости:

$$M_y = \frac{M_{\phi max}}{(k_{нч}(1 + k_d k_{вч}))} = \frac{M_{max}(1 - \Delta u / u_n)^2}{(k_{нч}(1 + k_d k_{вч}))}. \quad (2)$$

здесь, кроме указанных выше параметров, $k_{вч}$, $k_{нч}$ — величины, характеризующие неравномерность нагрузки по высокой и низкой частотам; k_d — коэффициент динамичности системы.

Тогда теоретическая производительность ВДМ

$$Q_T = \frac{M_{max}(1 - \Delta u / u_n)^2 \omega}{k_{нч}(1 + k_d k_{вч})W}.$$

Откуда следует, что теоретическая производительность обуславливается:

1. Максимальным моментом двигателя — с его повышением теоретическая производительность повышается линейно.

2. Условиями питания и напряжением в шахтной сети – с улучшением условий питания (уменьшением Δu) и повышением напряжения питания теоретическая производительность повышается квадратично.

3. Неравномерностью нагрузки, в первую очередь, ее низкочастотной составляющей ($k_{нч}$) и динамическими свойствами системы (k_d) – с уменьшением неравномерности нагрузки (и в первую очередь ее низкочастотной составляющей) и улучшением динамических свойств системы (уменьшением k_d) теоретическая производительность повышается по зависимостям близким к гиперболическим.

4. Удельными энергозатратами добычи угля – с уменьшением удельных энергозатрат добычи угля теоретическая производительность повышается по зависимостям близким к гиперболическим.

Из приведенного выше выражения (2) следует, что при прочих равных условиях одним из возможных путей повышения устойчивого момента (и, следовательно, повышения теоретической производительности) является повышение максимального момента и улучшение условий питания двигателя.

Наряду с увеличением перегрузочной способности двигателя (для асинхронного короткозамкнутого двигателя, согласно ГОСТ 186-84 перегрузочная способность двигателя должна находиться в пределах 2,4÷2,6), которая достигается за счет улучшения механических характеристик двигателя (применения высокомоментных двигателей), в практике горного машиностроения применяются многодвигательные (в основном двухдвигательные) привода. Двухдвигательные привода исполнительных органов применяются в комбайнах К-103, ГЩ-68 и т.д. При этом двигатели могут работать по схеме «на индивидуальный вал», когда каждый двигатель приводит в движение «свой» исполнительный орган, и по схеме «на суммирующий» («геометрический») вал, когда роторы двигателей жестко (с помощью перемишки или шестерни) связываются между собой и приводят в движение оба исполнительных органа комбайна.

Схема работы двигателя на «индивидуальный вал», не зависимо от схемы питания двигателя, представляет собой типичную схему работы однодвигательного привода, довольно подробно описанного в литературе. Устойчивый момент такого привода определяется по приведенной выше формуле (2).

С целью повышения максимального момента как в очистных комбайнах, так и в приводах ВДМ агрегата используются многодвигательные (как правило, двухдвигательные) привода. При этом для комплектования приводов используются однотипные двигатели (в комбайнах К-103, ГЩ-68 и т.д.), при этом комплектация – безвыборочная. Согласно ГОСТ 186-

84, для двигателей горных машин допускается отклонение максимального момента до -10%, номинального скольжения до $\pm 25\%$. Исследованиями установлено, что критическое скольжение указанных двигателей не постоянно, является случайной величиной, с плотностью распределения вероятности не противоречащей закону Гаусса. Безвыборочная комплектация приводов такими двигателями и работа на суммирующий вал, при довольно жесткой связи роторов (коэффициент крутильной жесткости связи на порядок выше коэффициента крутильной жесткости редуктора, соответственно, 17180 Нм/рад и 1152 Нм/рад), приводит к тому, что один из двигателей работает на устойчивой характеристике и недогружен на величину ΔM_1 . Второй двигатель работает на неустойчивой, закритической, части характеристики, также недогружен на величину ΔM_2 относительно критического момента. Вместе с тем, если один из них, критическое скольжение которого больше, недогружен на величину ΔI_1 , относительно тока, соответствующего максимальному моменту, то второй, у которого критическое скольжение меньше, перегружен на величину ΔI_2 относительно тока, соответствующего максимальному моменту и находится в неблагоприятном тепловом режиме.

Количество выделяемого тепла, при прочих равных условиях, пропорционально квадрату тока. Поэтому, во избежание работы второго двигателя в неблагоприятных тепловых условиях, устойчивый момент двухдвигательного привода при работе на суммирующий вал принимают на 20% ниже суммы устойчивых моментов двигателей

$$M_y^{(2)} = 1,8 M_y^{(1)}, \quad (3)$$

где индексы «1» и «2» означают, соответственно, одно- и двухдвигательный привод.

Характерной особенностью системы привода ВДМ агрегата, как для однодвигательного привода, так и для двухдвигательного привода, является наличие гидравлической муфты, а замыкание роторов двигателей на суммирующий вал производится путем довольно жесткой связи выходных валов редуктора. Т.о., замыкание двигателей для работы на суммирующий вал хотя и осуществляется с помощью довольно жесткого вала, но он включен последовательно в схему с относительно небольшой жесткостью редуктора и гидравлической муфты, что делает невозможным определение момента $M_y^{(2)}$ по формуле (3).

Другим путем повышения производительности ВДМ является снижение энергозатрат рабочих процессов: разрушения пласта и транспортирования разрушенного угля по лаве.

Под удельными энергозатратами добычи угля ВДМ агрегата понимается количество энергии, расходуемой на добычу единицы объема или массы угля.

Из приведенной зависимости (1) видно, что

$$W_d = P/Q_m.$$

Удельные энергозатраты для рассматриваемой ВДМ состоят из удельных энергозатрат разрушения угля W_p и удельных энергозатрат его транспортирования W_{mp} :

$$W_p = P_p/Q_p, \quad W_{mp} = P_{mp}/Q_{mp},$$

где P_p - мощность затрачиваемая при разрушении угля; Q_p - теоретическая производительность процесса разрушения пласта; P_{mp} - мощность, затрачиваемая на транспортирование разрушенного угля по лаве; Q_{mp} - производительность ВДМ по транспортированию разрушенного угля по лаве.

Поскольку энерговооруженность ВДМ $P = P_p + P_{mp}$ то,

$$W_d Q = W_p Q_p + W_{mp} Q_{mp}.$$

Полагая, что $Q_{tr} = k Q_p$ из-за циркуляции угля в ВДМ /2/ будем иметь

$$W_d = W_p + k W_{mp}.$$

Только в случае, когда $k=1$, что соответствует условию выгрузки ВДМ всего угля (отсутствии циркуляции):

$$W_d = W_p + W_{mp}.$$

Таким образом, при определении режимов работы ВДМ и ее конструктивных параметров, обеспечивающих повышение производительности необходимо:

1. Определить закономерности формирования суммарного момента привода ВДМ.
2. Определить закономерности формирования удельных энергозатрат каждого из рабочих процессов ВДМ, их зависимость от режимных и конструктивных параметров.

Список литературы: 1. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов/ Малеев Г.В., Гуляев В.Г. Бойко Н.Г. и др. - М.: Недра, 1998. 2. Бойко Е.Н. Производительность выемочно-доставочной машины фронтального агрегата для добычи угля из тонких пологих пластов. - Изв. вузов. Горный журнал, 1989, №7, с. 75-76.

ФОРМУВАННЯ КЛАСТЕРУ УЛОВЛЕНИХ ФЕРОМАГНІТНОЮ НАСАДКОЮ ПАРАМАГНІТНИХ ДОМІШОК У МАГНІТНОМУ ПОЛІ

Горобець С.В. (УДУХТ, г. Київ, Україна)

При проектуванні магнітних фільтрів з феромагнітними насадками [1,2] важливо визначити розмір та конфігурацію кластеру примісних домішок, які уловлюються кожним окремим елементом феромагнітної насадки. В роботі [3] експериментальним шляхом визначена конфігурація та розмір уловлених елементом феромагнітної насадки (сферичною частинкою) домішок. В даній роботі ці параметри уловлених феромагнітною насадкою домішок (кластерів) визначено теоретично. Визначення розміру та конфігурації кластеру уловлених окремим елементом феромагнітної насадки примісних домішок є важливим фактором при визначенні грязеемності магнітних фільтрів з феромагнітними насадками.

Розглянемо формування кластеру (К) парамагнітних домішок радіусом B , які притягуються феромагнітною уловлюючою частинкою радіусом A у зовнішньому магнітному полі. Припустимо, що на цю частинку радіусом B (рис.1), яка знаходиться на поверхні кластеру (К) діє магнітна сила $\vec{F}_m$, сила тертя $\vec{F}_{mp}$ і сила реакції опори $\vec{N}$.

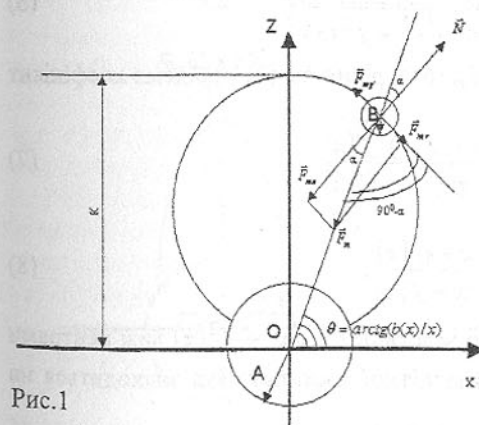


Рис.1

Щоб частинка B знаходилась в стані рівноваги необхідно, щоб сума всіх сил, які діють на частинку, дорівнювали нулю:

$$\begin{cases} \vec{N} = \vec{F}_{mp} \\ \vec{F}_{mp} = \vec{F}_{m\tau} \end{cases}, \quad (1)$$

де $\vec{F}_{m\tau}$, $\vec{F}_{m\tau}$ - нормальна і тангенціальна до поверхні кластеру уловлених частинок складові магнітної сили.

Так як

$$F_{mp} = k N, \quad (2)$$

то

$$k F_{mn} = F_{m\tau}$$

або

$$k F_m \cos \alpha = F_m \sin \alpha, \quad (3)$$

де α – кут між радіус-вектором частинки B і нормаллю до поверхні кластеру уловлених феромагнітної насадкою частинок;

k – коефіцієнт тертя.

Враховуючи, що поверхня кластеру є поверхнею обертання навколо осі Z внаслідок циліндричної симетрії розглядуваної задачі (коли швидкість руху рідини $\vec{U}_0$ паралельна осі OZ і паралельна зовнішньому магнітному полю $\vec{H}_0$), задамо поверхню кривою $f(x)$ в площині ZX .

Тоді $\vec{r} = (x, f(x))$ – радіус-вектор частинки на границі поверхні кластеру:

та
$$\sin \alpha = \frac{\vec{\tau} \cdot \vec{AB}}{|\vec{AB}|}, \quad (4)$$

де $\vec{\tau}$ – дотичний вектор до кривої $f(x)$:

$$\vec{\tau} = \frac{\dot{\vec{r}}(x)}{|\dot{\vec{r}}|} = \left(\frac{1}{\sqrt{1 + f'^2(x)}}, \frac{f'(x)}{\sqrt{1 + f'^2(x)}} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\vec{AB}}{|\vec{AB}|} = \left(\frac{x}{\sqrt{x^2 + f^2(x)}}, \frac{f(x)}{\sqrt{x^2 + f^2(x)}} \right) \quad (6)$$

Підставляючи значення (4), (5), (6) у рівняння (3) знайдемо коефіцієнт тертя k :

$$k = \pm \frac{x + f'(x) \cdot f(x)}{x f'(x) - f(x)}, \quad (7)$$

Звідки

$$f'(x) = \frac{x + k f(x)}{k x - f(x)}. \quad (8)$$

З рівняння (8) неважко знайти відстань $r = \sqrt{x^2 + f^2(x)}$ між центрами феромагнітної насадки та неферомагнітної частинки, яка знаходиться на поверхні кластеру

$$r = A \cdot e^{k(\theta - \theta_0)}, \quad (9)$$

де A – радіус уловлюючої частинки

θ_0 – кут осадження неферомагнітної частинки, яка належить поверхні кластеру, на феромагнітну насадку (рис.1).

Рівняння (9) визначає форму зони уловлювання в полярних координатах.

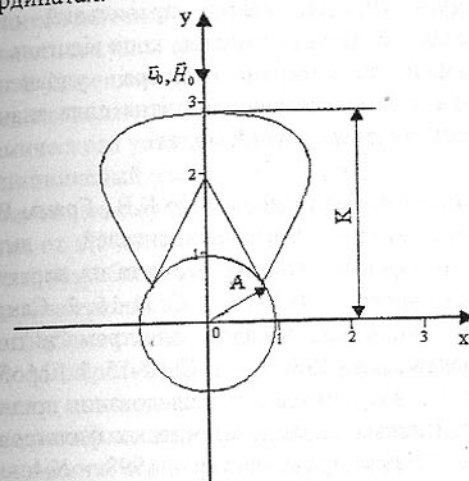


Рис.2 Формування кластеру (К уловлених на феромагнітну насадку радіуса А парамагнітних частинок (експериментальні дані)).

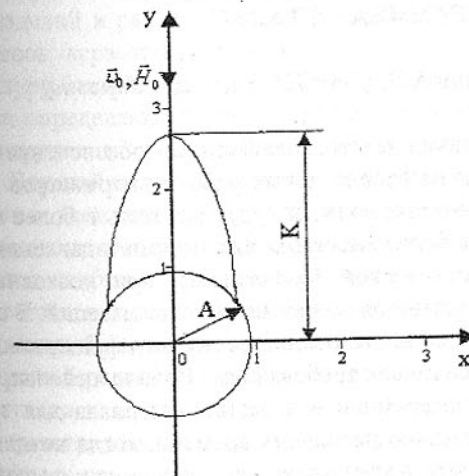


Рис.3 Конфігурація кластеру уловлених на феромагнітну насадку радіусом А парамагнітних частинок (теоретичні дані), при $k=0,9$.

На рис.2 зображений кластер уловлених елементом феромагнітної насадки А парамагнітних домішок В отриманий експериментально на установці [3], розмір кластера дано в радіусах феромагнітної насадки. Експериментальні дані, приведені в роботі [3], показали, що спочатку частинки, що уловлюються феромагнітною насадкою, утворюють конус, потім циліндр, а коли процес уловлювання припиняється, то на феромагнітній насадці утворю-

ються витягнуті у напрямку зовнішнього магнітного поля кластери у вигляді трапецій із згладженими кутами (рис.2). Дані, приведені на рис.2 отримані при наступних параметрах системи:

H_0 – 300 А/м; V_0 – 100 мкс/с; χ – магнітна сприйнятливості парамагнітних домішок – $229 \cdot 10^{-6}$, їх дисперсність – 1-3 мкм, радіус феромагнітної насадки А – 110 мкм. На рис.3 для цих же параметрів системи зображено кластер,

конфігурація якого розрахована теоретично по формулі (9).

Порівнюючи експериментальні та теоретичні результати можна зробити висновок, що формула (9) дає якісно правильний опис експерименту на початковому етапі осадження домішок, коли відстань від поверхні уловлюючої частинки А до поверхні кластера уловлених частинок В незначна, так як на малих відстанях магнітна сила значно більша за силу Стокса, яка не враховувалась в даній моделі.

Список літератури: 1. Карамзин В.В., Николаенко К.В., Грамм В.А. Выбор оптимальной конструкции магнитовоспителей высокоинтенсивных магнитных сепараторов и методика расчета их параметров // Известия ВУЗов. Цв. Metallurgiya - 1989. - N 3, С. 11-16. 2. Сандуляк А.В. Магнитные свойства пористых насадок электромагнитных фильтров // Энергетика и электрофикация. - 1982. - N 3, С. 12-15. 3. Горобец С.В., Пименов Ю.Н. Установка для визуализации и исследования процессов взаимодействия высокоградиентных насадок магнитных фильтров с неферромагнитными частицами // Наука производству. - 1998. - №4. - С. 28-31.

ВЛИЯНИЕ ПОРИСТОСТИ ОКСИДНОЙ КЕРАМИКИ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПАРЫ ТРЕНИЯ «КЕРАМИКА – СТАЛЬ»

Гусев В.В., Молчанов А.Д. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Для создания перспективной техники необходимо обеспечение работоспособности узлов трения на уровне новых рабочих параметров машин, аппаратов и приборов, которые должны будут работать в более широком диапазоне температур, с более высокими скоростями и давлениями и отвечать требованиям экологической безопасности при постоянном снижении трудоемкости изготовления и материалоемкости изделий. В связи с этим, актуальным становится исследование новых антифрикционных материалов отвечающих современным требованиям. Начало целенаправленных исследований минералокерамики в качестве материала для трущихся пар относится к сравнительно недавнему времени, когда возникла необходимость изыскания новых материалов для работы при высоких температурах, в вакууме, в агрессивных средах.

Замена металла в подшипниках на керамику из SiC , Si_3N_4 , Al_2O_3 позволяет увеличить срок службы, повысить температурный режим работы.

Освоение триботехнической керамики существенно затрудняется отсутствием теории и эмпирических закономерностей работы керамических подшипников на основе модельных опытов, имитирующих по схеме и геометрии контакта узлы трения.

В Донецком государственном техническом университете разработан стенд, позволяющий проводить моделирование работы подшипникового керамического узла по обратной схеме (неподвижный вал - вращающийся подшипниковый узел) при ограниченном режиме смазывания [1]. Трение одноименных пар из керамики характеризуется высоким коэффициентом трения от 0,5 до 1,1, что заставляет использовать пары трения керамика-металл, разрабатывать специальные смазки и методы их введения. В качестве пары трения для подшипникового узла была выбрана керамика на основе Al_2O_3 и стальной закаленный вал - сталь 45 (HRC₂, 50...52, R_a = 0,8 мкм). Минералокерамические подшипниковые втулки были изготовлены методом изостатического прессования с последующим спеканием. Этот метод позволяет изготавливать заготовки с требуемыми характеристиками по плотности, зернистости, пористости. Пористая структура позволяет насытить поверхностный слой керамической втулки дисульфидом молибдена (MoS_2), что обеспечивает работу подшипникового узла в режиме самосмазывания.

Эксплуатационные показатели пары трения наряду с выбором материалов, условием нагружения определяются и технологической подготовкой изделий к работе. Управление параметрами процесса формирования заготовок керамических деталей позволяет обеспечивать необходимые структуру (пористость 0...9%), размеры зерен и точность формы, что оказывает определяющую роль на эксплуатационные свойства готовых изделий и трудоемкость последующей механической обработки.

Главной целью механической обработки деталей является создание заданных геометрических форм, размеров и формирование оптимального технологического качества поверхностного слоя. Алмазное шлифование является наиболее эффективным способом съема материала в керамических заготовках вследствие их высокой твердости (значение микротвердости оксидной керамики $H_{100} = 1540$ кгс/мм²). При шлифовании формируется внешний рельефный и трещиноватый слой. Как показали исследования дефектного слоя методом люминесцентной дефектоскопии [2] его глубина для керамических подшипниковых втулок не превышала 50 мкм, а высота рельефного слоя - 0,8 мкм. После окончания механической обработки рабочая поверхность подшипниковой втулки пропитывалась под давлением дисульфидом молибдена (глубина проникновения 0,2 - 1 мм).

Исследования проводились при скорости скольжения $V = 1,2$ м/с, относительный диаметральный зазор подшипниковой пары составлял 0,003. Внутренний диаметр подшипниковой втулки составлял 35 мм, отношение длины подшипника к внутреннему диаметру равно единице. Во время триботехнических испытаний регистрировались основные показатели работоспособности подшипникового узла: нагрузка, момент трения и температура.

Изменение профиля стального вала до и в процессе работы регистрировали при помощи записи в нескольких продольных и поперечных сечениях тензометрической балочкой на самописце (погрешность измерения 10%) [1]. Износ керамической втулки контролировали микрометрическим нутромером с ценой деления 0,01 мм. Температуру в зоне трения измеряли потенциометром при помощи вмонтированных в вал медь - константановых термопар. Момент трения подшипникового узла непрерывно фикси-

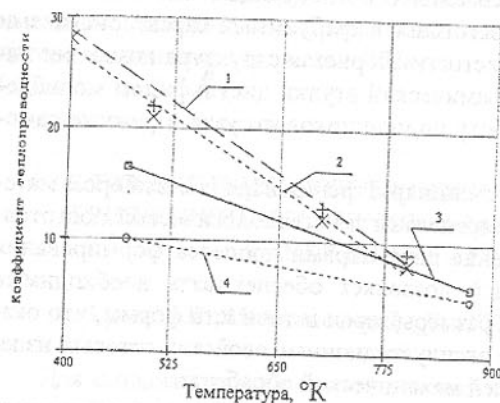


Рис. 1. Влияние пористости керамики (Al_2O_3) на коэффициент теплопроводности: 1 — 0%, 2 — 6,1%, 3 — 23,4%, 4 — 48,7%.

на уменьшение теплопроводности. Как показали экспериментальные исследования, в начальный момент времени работы подшипникового узла наблюдается устойчивый рост температуры (рис. 2). В зависимости от давления и реальной площади контакта интенсивность роста температуры увеличивалась. Это объясняется ухудшением теплоотвода из зоны трения с ростом пористости керамики.

Применение принудительного охлаждения (рис. 3) позволяет кардинально изменить температурное состояние узла трения. В первые минуты работы рост температуры одинаков, как для работы с охлаждением, так и

ровался на самописце через деформацию тензобалочки. Обработка экспериментальных данных производилась с помощью метода наименьших квадратов.

Согласно литературным данным [3] (рис. 1) теплопроводность оксидной керамики зависит от ее пористости. Чем ниже температура керамики, тем сильнее влияние пористости

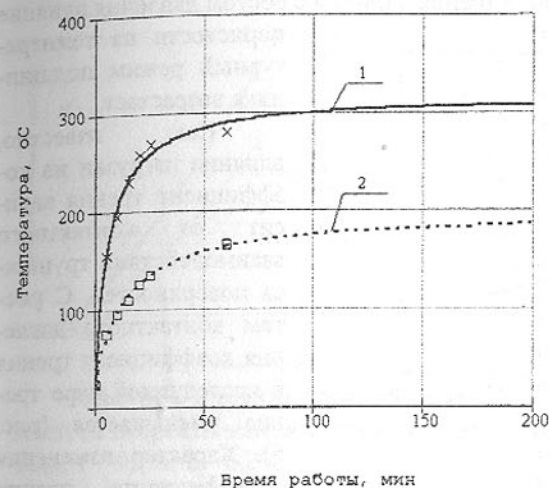


Рис. 2. Влияние пористости керамики на температурный режим работы подшипникового узла: 1 — 9,2%, 2 — 6,2%.

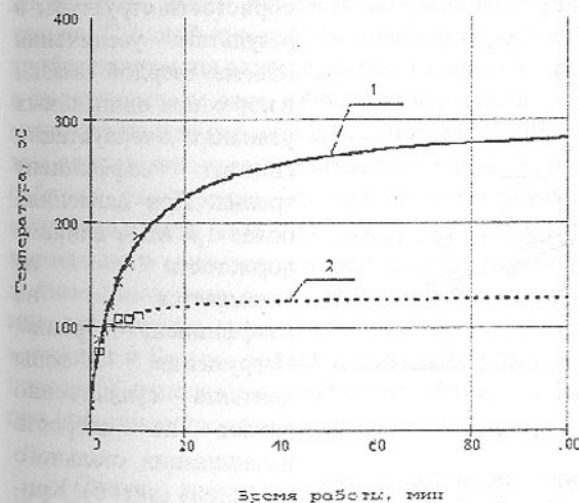


Рис. 3. Влияние принудительного охлаждения на температурный режим работы подшипникового узла (пористость 6,2%, давление 1,2 МПа): 1 — без дополнительного охлаждения, 2 — с охлаждением.

без охлаждения. В дальнейшем рост температуры протекает с различной скоростью и уже на пятой минуте работы наступает стабилизация температурного режима работы трения, в то время как при естественном охлаждении стабилизация наступает за период примерно в десять раз более длительный. Более высокая температура работы узла и медленная стабилизация температурного режима работы в основном связана с низким отводом тепла в корпус подшипникового узла и через вал в станину станда. С большей температурой при неизменном контактом давлении возрастает момент и коэффициент трения (рис. 4). Ухудшение теплофизических свойств керамики с увеличением пористости и с ростом температуры приводит к увеличению коэффициента трения, что вызывает дополни-

тельное тепловыделение в зоне трения. Причем с ростом давления влияние пористости на температурный режим подшипника возрастает.

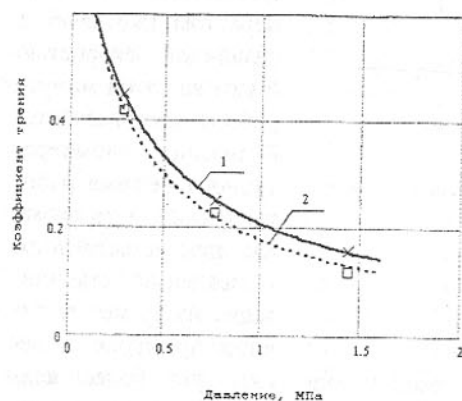


Рис. 4. — Влияние температуры на коэффициент трения (пористость 9,2%): 1 – 200 °C, 2 – 100 °C.

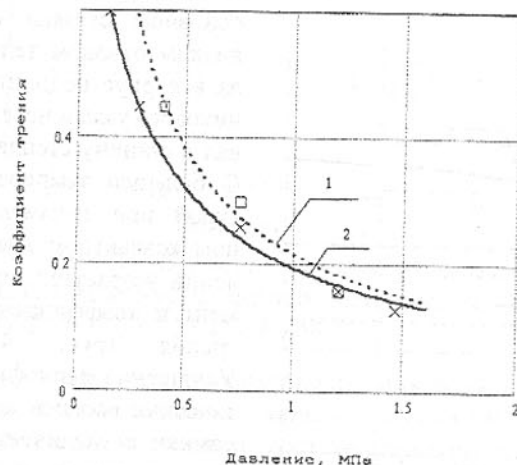


Рис. 5. — Влияние пористости на коэффициент трения: 1 – 6,2%, 2 – 9,2%.

нейный характер. С ростом давления скорость износа стального вала возрастает. При этом увеличение пористости керамической втулки приводит к увеличению скорости износа, что по всей видимости связано с микроге-

пористости на температурный режим подшипника возрастает.

Как известно, влияние нагрузки на коэффициент трения зависит от контактного взаимодействия трущихся поверхностей. С ростом контактного давления коэффициент трения в исследуемой паре трения уменьшается (рис. 5). Характер изменения коэффициента трения при этом нелинейный и хорошо согласуется с литературными данными [4]. Увеличение пористости структуры в результате увеличения объема твердой смазки в порах при одинаковых условиях эксплуатации снижает коэффициент трения. При давлениях более 1,5 МПа влияние пористости не сказывается на коэффициент трения. Нагружение зоны контакта существенно влияет на скорость изнашивания стального контртела (рис. 6). Кривая износа носит нели-

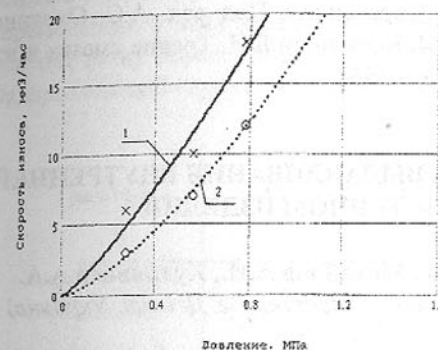


Рис. 6. — Влияние пористости керамики на скорость износа стального контртела: 1 – 9,2%, 2 – 6,2%.

трения и скорости изнашивания от контактного давления. Микрогеометрические параметры трущихся поверхностей оказывают влияние на тепловой режим работы и коэффициент трения через изменение фактической площади контакта. Изменяя пористость оксидной керамики, можно влиять на тепловой режим работы подшипникового узла, коэффициент и момент трения. С одной стороны увеличение пористости приводит к ухудшению триботехнических характеристик, а с другой – рост объема твердой смазки в поверхностном слое рабочей поверхности снижает коэффициент и момент трения при рабочих давлениях до 1,5 МПа ($V = 1,2$ м/с). Таким образом пористость керамики оказывает неоднозначное влияние на работоспособность узла трения. Это предполагает выбор оптимальных характеристик пористости керамики исходя из условий работы. Для обеспечения нормального теплового режима работы керамического узла трения необходимо увеличение теплоотвода из зоны трения. Сравнительные испытания, проводимые для подшипниковых узлов изготовленных из минералокерамики и бронзы показали примерно равный коэффициент трения, что позволяет использовать минералокерамику в качестве опор скольжения при ограниченном режиме смазывания.

занием на порах керамики. Износостойкость подшипниковой пары по безразмерному критерию И. В. Крагельского соответствует 3 классу износостойкости.

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что сложный комплекс процессов, протекающих при фрикционном контакте пары трения «керамика – сталь» приводит к нелинейным зависимостям изменения коэффициента

Список литературы: 1. Вьяльцев Н.В., Горкуша А.Е., Гусев В.В., Молчанов А.Д. Стенд для исследования долговечности подшипников скольжения / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научных статей. – Донецк: ДонГТУ, 1996. – Вып. 3. – С.10-13. 2. Дубовик В.Н., Непомнящий О.А. Дефектность кордиеритовых ситаллов // Катали-

зированная кристаллизация стекла. — М.: ГосНИИстекла. — 1986. С.98-102.
3. Теплопроводность твердых тел: Справочник. Под ред. А.С. Охотина. М.: Энергоатомиздат, 1984. — 320с. 4. Костецкий Б.И. Трение смазка и износ в машинах. — К.: «Техніка», 1970. — 396с.

АНАЛИЗ СИЛОВОГО РЕЖИМА ВЫДАВЛИВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ РЕЗЬБЫ НА ТОНКОСТЕННОМ ИЗДЕЛИИ

Евстратов В.А., Матвиенко А.В., Михайлов А.Н., Кудрявцев А.А.
(ХГПУ, ДонГАСА, ДонГТУ, г. Харьков, г. Макеевка, г. Донецк, Украина)

Применение в машиностроении тонкостенных изделий с резьбой ставит задачу о разработке эффективных технологий их изготовления. К таким технологиям могут быть отнесены технологии, основанные на холодной пластической деформации металлов. В настоящее время для формообразования внутренней резьбы на тонкостенном изделии (толщина стенки до 2 мм) весьма эффективно может быть использован метод обкатывания роликами [1], который реализуется практически на любом металлорежущем оборудовании, имеющем вертикальную или горизонтальную ось вращения шпинделя.

Для описания процесса течения металла при холодном выдавливании внутренней резьбы обкатыванием роликами приняты и обоснованы следующие допущения: 1) материал заготовки однороден и температурное поле в объеме деформируемой заготовки не изменяется ($\delta t^\circ = 0$); 2) в процессе деформации существуют плоскости (перпендикулярные оси детали) раздела течения металла по впадинам резьбы; 3) материал ролика абсолютно жесткий и в процессе обкатывания не деформируется ($\varepsilon_{i \text{ шстр.}} = 0$); 4) объем витка резьбы равен объему кольца, имеющего профиль резьбы; 5) осевая компонента деформации заготовки в процессе обкатывания отсутствует ($\varepsilon_z = 0$); 6) тангенциальная составляющая скорости течения металла в процессе деформирования равна нулю ($v_\theta = 0$); 7) очаг деформации ограничен поверхностью контакта ролика с заготовкой и углом захвата металла заготовки роликом.

Для точной оценки влияния геометрических параметров резьбы, ролика, заготовки, толщины стенки заготовки, трения на контактных поверхностях резьбовой оправки и технологических параметров процесса на усилие формообразования использовался энергетический метод.

Процесс формообразования резьбы осуществляется в условиях осесимметричной деформации. Решение осесимметричных задач удобно вы-

полнять в цилиндрической системе координат r, θ, z . Компоненты вектора перемещения в этих задачах не зависят от угла θ . За начало координат примем точку пересечения оси Oz , совпадающей с осью заготовки, и оси $O\theta$, проходящей через середину профиля резьбы (рис.1).

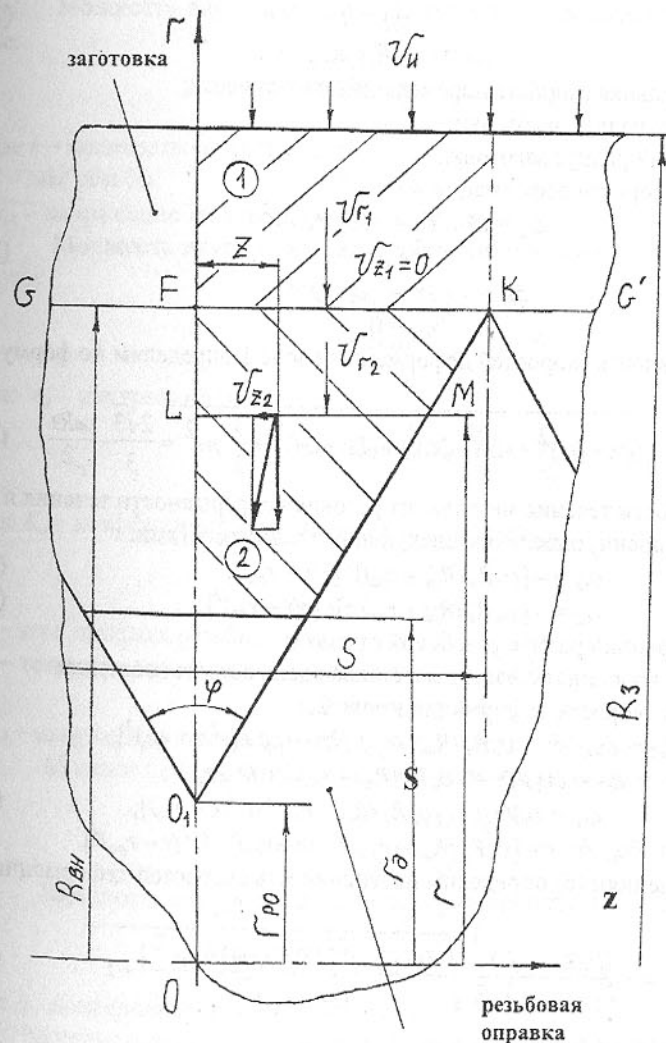


Рис.1 Поле скоростей при формообразовании резьбы
Для решения задачи необходимо определить поле скоростей в очаге деформации. Обозначим радиальную, тангенциальную и осевую состав-

ляющие скорости течения частиц металла в процессе деформирования через v_r , v_θ , v_z соответственно, а текущие координаты - r , z .

В зоне 1 (из условия непрерывности течения металла и граничных условий) определяем скорости течения металла следующими выражениями:

$$\begin{aligned} v_{\theta 1} &= 0, \\ v_{z1} &= 0, \\ v_{r1} &= -(\nu_u R_3) / R_{\text{вн}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где ν_u - радиальная скорость перемещения инструмента;

R_3 - наружный радиус заготовки;

$R_{\text{вн}}$ - внутренний радиус заготовки.

Тогда, скорости деформации в зоне 1:

$$\begin{aligned} \xi_{r1} &= \partial v_{r1} / \partial r = -(\nu_u R_3) / r^2; \\ \xi_{z1} &= 0; \\ \xi_{\theta 1} &= -v_r / r = (\nu_u R_3) / r^2; \\ \gamma_{rz1} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Интенсивность скоростей деформации в зоне 1 определим по формуле:

$$\xi_{11} = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(\xi_{r1} - \xi_{\theta 1})^2 + (\xi_{\theta 1} - \xi_{z1})^2 + (\xi_{z1} - \xi_{r1})^2 + \frac{3}{2} \gamma_{rz}^2} = \frac{2\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{\nu_u R_3}{r^2}. \quad (3)$$

В зоне 2 скорости течения металла (из условия непрерывности течения и граничных условий) определим следующими зависимостями:

$$v_{r2} = -[\nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0})] / [r(r - r_{p0})]; \quad (4)$$

$$v_{z2} = -[\nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0}) z] / [r(r - r_{p0})^2], \quad (5)$$

где r_{p0} - внутренний радиус резбовой оправки;

r , z - текущие координаты частицы металла вдоль осевых координат.

Найдем скорости деформации в зоне 2:

$$\begin{aligned} \xi_{r2} &= \partial v_{r2} / \partial r = \nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0}) / [r^2(r - r_{p0})^2]; \\ \xi_{z2} &= \partial v_{z2} / \partial z = -\nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0}) / [r(r - r_{p0})^2]; \\ \xi_{\theta 2} &= v_{r2} / r = -[\nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0})] / [r^2(r - r_{p0})]; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\gamma_{rz2} = \partial v_{z2} / \partial r = -[\nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0}) z (3r - r_{p0})] / [r^2(r - r_{p0})^3].$$

По значениям (6) определим интенсивность скоростей деформации в зоне 2:

$$\xi_{i2} = \frac{C_2 (3r - r_{p0})}{r^2 (r - r_{p0})^3 \sqrt{3}} \sqrt{\frac{4(r - r_{p0})^2 [3r(r - r_{p0}) + r_{p0}^2]}{(3r - r_{p0})^2} + z^2}, \quad (7)$$

где $C_2 = \nu_u R_3 (R_{\text{вн}} - r_{p0})$.

Условие равенства мощностей внутренних и внешних сил деформации определяется выражением:

$$N_{\text{внеш}} = N_3 + N_{\text{вн}} + N_{\text{сдв}} + N_{\text{тр}}, \quad (8)$$

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

N_3 - мощность внутренних сил обжатия заготовки;

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

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

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

Мощность внутренних сил обжима заготовки определим по формуле:

$$N_3 = \frac{2\pi k S \nu_u R_3 \sigma_{s1}}{\sqrt{3}} \ln \frac{R_3}{R_{\text{вн}}}, \quad (9)$$

где k - количество витков резьбы;

S - шаг резьбы;

σ_{s1} - напряжение текучести материала в 1 зоне;

Мощность внутренних сил в очаге деформации определим по формуле:

$$N_{\text{вн}} = 4\pi k \sigma_{s2} \cdot \int_{r_0}^{R_{\text{вн}}} \left(\int_0^{z_r} \xi_{z2} dz \right) r dr, \quad (10)$$

где r_0 - внутренний радиус детали;

$$r_0 = R_{\text{вн}} - \frac{SK_3}{2 \tan \varphi / 2}, \quad (11)$$

где K_3 - коэффициент заполнения профиля резьбы;

$$K_3 = \frac{R_{\text{вн}} - r_0}{R_{\text{вн}} - r_{p0}}, \quad (12)$$

φ - угол профиля резьбы;

z_r - текущая координата поверхности оправки O_1K ;

$$z_r = (r - r_{p0}) \tan \varphi / 2, \quad (13)$$

σ_{s2} - напряжение текучести материала в 1 зоне.

Мощность внутренних сил сдвига определим по формуле:

$$N_{\text{сдв}} = \frac{k \pi S \sigma_{s2} \nu_u R_3 \tan(\varphi / 2)}{\sqrt{3}}. \quad (14)$$

Мощность сил трения в очаге деформации определим по формуле:

$$N_{\text{тр}} = \frac{4\pi \cdot k \cdot \mu \cdot \sigma_{s2} \cdot \nu_u \cdot R_3 \cdot S}{\sin(\varphi)} \ln \frac{1}{1 - K_3}, \quad (15)$$

где μ - коэффициент контактного трения.

Мощность внешней деформирующей силы определим из выражения:

$$N_{\text{внеш}} = P \cdot \nu_u \cdot \frac{2\pi R_3}{b}, \quad (16)$$

где P - усилие деформации заготовки;

b – ширина площадки контакта ролика с заготовкой.

Ширину контакта ролика с заготовкой можно определить по формуле [2]:

$$b = \sqrt{\frac{2 R_p \delta R R_z}{R_p + R_z}}, \quad (17)$$

где R_p – радиус ролика;

δR – единичное обжатие заготовки роликом.

Тогда, подставив в выражение (8) значения составляющих мощностей и сделав алгебраические преобразования, определим усилие деформирования заготовки при выдавливании внутренней резьбы обкатыванием роликами:

$$P = b \cdot k \cdot S \cdot \alpha \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{3}} \ln \frac{R_z}{R_{вн}} + \frac{\operatorname{tg}(\varphi/2)}{2\sqrt{3}} + \frac{2\mu}{\sin(\varphi)} \ln \frac{1}{1-K_3} + \frac{1}{\operatorname{tg}(\varphi/2)} \times \right. \\ \left. \times \int_{r_0}^{R_{вн}} \left(\frac{3r-r_{p0}}{r(r-r_{p0})^3} \right) dr \int_0^{z_r} \frac{4(r-r_{p0})^2 [3r(r-r_{p0})+r_{p0}^2]}{(3r-r_{p0})^2 + z^2} dz \right] \quad (18)$$

Выражение (18) позволяет определить усилие выдавливания внутренней резьбы обкатыванием роликами в зависимости от геометрических параметров резьбы, ролика, контактного трения, толщины стенки заготовки, коэффициента заполнения профиля резьбы и технологических параметров процесса – единичного обжатия заготовки роликом. Кроме того, выражение (18) может быть использовано для проектирования технологической оснастки и определения режимов выдавливания резьбы.

Список литературы: 1. Михайлов А.Н., Матвиенко А.В. Новые процессы формообразования резьбовых поверхностей // Критические технологии, автоматизация проектирования и производства изделий в машиностроении. Сб. научных статей по материалам 4-й международной научно-методической конференции – Киев: ИСМО, Алушта, 1997 – с.30 – 35. 2. Целиков А.И., Васильчиков М.И., Иванов А.А. Исследование усилий при прокатке зубчатых и винтовых профилей. – Тр. ВНИИметмаша, 1975, № 49, с. 3 – 15.

НОВЫЕ КРИТЕРИИ ЭКОЛОГО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Жидков В.В., Муравья Е.С., Красновский И.Н., Макарова Т.Ю.

(АО «Норд», г. Донецк, Украина),

Железный В.П., Лысенко О.В. (ОГАХ, г. Одесса, Украина)

Холодильное машиностроение и холодильная отрасль в целом переживает бурное развитие, связанное с заменой традиционных хладагентов R22, R12, R502 на альтернативные. Однако если после подписания Монреальского Протокола под альтернативными подразумевались хладагенты, которые не разрушают озоновый слой, то в настоящее время, после принятия Протокола в Киото, уже вводятся жесткие ограничения на эмиссию парниковых газов, к которым относятся и галоидопроизводные озонобезопасные хладагенты.

В настоящее время производство компрессоров для холодильной индустрии превышает 100 млн. ед./год. Причем это количество ежегодно увеличивается на 10% [1]. В промышленно развитых странах холодильное оборудование потребляет от 10 до 23% производимой электроэнергии, что приводит к выбросу от 2 до 4.6% парниковых газов [2]. Причем приведенные цифры не учитывают энергетических затрат на создание и обслуживание холодильных систем. Поскольку круговорот основного радиационно-активного газа CO_2 замкнут с точностью до 0.01% [3], становится очевидным, что задачи экономичного использования энергетических ресурсов, выбора рабочих тел холодильных установок связаны с решением глобальных экологических проблем.

Основной задачей, решаемой в рамках энергетического менеджмента, является обеспечение рационального использования потребляемых топливных ресурсов. Кроме того, в условиях регламентируемых ограничений объемов сжигания органического топлива при производстве электрической энергии в структуре менеджмента должны учитываться и экологические аспекты. Поэтому возникла необходимость в разработке новых эколого-энергетических индикаторов, с помощью которых можно было бы оценивать целесообразность применения хладагентов, оборудования или технологий.

Среди многих технологических, экономических и политических причин, затрудняющих оптимальный выбор новых рабочих тел, следует выделить отсутствие общих критериев (индикаторов) при оценке целесообразности использования каких-либо хладагентов или холодильных технологий. Попытки решить актуальные эколого-энергетические проблемы с ис-

пользованием таких традиционных критериев как холодопроизводительность, холодильный коэффициент, удельные приведенные затраты и т.д. оказались несостоятельными. Совершенно очевидно, что ни прямые эксплуатационные испытания, ни термодинамический или эксергетический анализы не позволяют учесть современные экологические требования (например, потенциалы глобального потепления – GWP или озонового разрушения ODP), предъявляемые к альтернативному хладагенту.

В рамках решения проблемы сокращения выбросов парниковых газов при выборе альтернативных хладагентов и сравнения различных типов холодильного оборудования рекомендуется использовать эколого-энергетический подход [4-7]. С этой целью целесообразно дальнейшее развитие методики $TEWI$ (Total Global Warming Impact)-анализа, в котором учитывалась бы эмиссия двуокиси углерода, связанная с энергетическими затратами на создание холодильного оборудования и его эксплуатацию.

Предложенная членами AFEAS (Alternative Fluorocarbon Environmental Acceptability Study) в начале 90-х годов методика рекомендует [6] вычислять $TEWI$ по формуле:

$$TEWI_N = GWP \cdot L \cdot N + GWP \cdot m(1 - \alpha) + GWP_{BA} \cdot M + \beta EN, \quad (1)$$

где $TEWI_N$ - значение $TEWI$ за время эксплуатации оборудования;

GWP и GWP_{BA} - потенциалы Глобального Потепления хладагента и вспенивающего агента;

L - утечка хладагента, кг/год;

N - время эксплуатации оборудования;

m - масса хладагента в единице продукции, кг;

α - доля утилизированного хладагента;

β - эмиссия CO_2 при производстве 1 кВт·ч электроэнергии, кг CO_2 /кВт·ч;

E - годовые затраты электроэнергии на эксплуатацию оборудования, кВт·ч/год.

Предложенную методику расчета $TEWI_N$ вряд ли можно признать достаточно полной при решении задач экологически обоснованного выбора альтернативных хладагентов. Действительно, в формуле (1) не учитываются энергетические затраты на разработку холодильного оборудования, изготовление отдельных деталей и узлов холодильника, обеспечение мер пожаробезопасности и т.д., т.е. не учитываются в полном объеме все энергетические затраты в рамках реализации так называемой "петли качества" (ISO-9001-87). Именно поэтому выводы о перспективности того или иного хладагента или холодильного оборудования, полученные при термодинамическом анализе, и с использованием формулы (1), могут оказаться практически идентичными [7, 9].

Среди альтернативных хладагентов имеются пожароопасные вещества R152a, R32, R143a, R290, R600, R600a, R717 и т.д. В сложившейся на рын-

ке хладагентов ситуации принципиальным становится вопрос - насколько меры по обеспечению пожаробезопасности скажутся на стоимости получения искусственного холода и в какой мере увеличение энергетических затрат на создание оборудования будет влиять на величину $TEWI$. Так, например, в работе [8] отмечается, что 5% снижение стоимости эксплуатации холодильной системы, благодаря большей эффективности цикла на R290, не компенсирует 30% увеличения затрат на реализацию мер, обеспечивающих пожаробезопасность.

Как показано в проведенных недавно исследованиях [7], энергетическая составляющая в себестоимости комплектующих деталей и узлов холодильного оборудования настолько велика, что ее необходимо учитывать при расчете $TEWI_N$. Из чего следует, что реализация мер, обеспечивающих пожаровзрывобезопасность, является не только технологической проблемой, но имеет ярко выраженный экологический аспект, который связан как с дополнительным тепловым загрязнением окружающей среды, выбросами оксидов серы, азота, углерода, а также воздействием на атмосферу выделяющейся при производстве электроэнергии радиационно-активной двуокиси углерода.

Необходимость разработки достаточно простой методики эколого-энергетической экспертизы нового поколения холодильного оборудования продиктована несколькими обстоятельствами. Во-первых, прямой вклад галоидопроизводных углеводородов в процесс Глобального Потепления достаточно велик и достигает 7-10% [2, 10]. Во-вторых, для производства искусственного холода расходуется весьма значительное количество энергии. И, наконец, за принятыми в Киото решениями по ограничению выбросов парниковых газов в атмосферу последует разработка и реализация национальных программ по экономии энергетических ресурсов.

С позиций сокращения эмиссии радиационно-активных газов в качестве функционала, который бы отражал множество частных факторов, определяющих экологические свойства холодильной системы, можно принять совокупность энергетических затрат на разработку, производство и эксплуатацию данной холодильной системы за все время ее использования. Полученные общие энергетические затраты можно легко перевести в экологический критерий $TEWI_N$:

$$TEWI_N = GWP_R LN + GWP_R \cdot m(1 - \alpha) + GWP_{BA} \cdot M + \beta EN + \sum_{i=1}^n \beta E_i, \quad (2)$$

где E_i - дополнительные энергетические затраты на производство отдельных элементов холодильной системы и техническое обслуживание холодильной установки.

При расчете $TEWI_N$ необходимо также учитывать возможные энергетические затраты, связанные со строительством отдельных помещений и ус-

тановкой оборудования, обеспечивающего экологическую и токсикологическую безопасность при эксплуатации холодильной техники. Поэтому последний член формулы (2) целесообразно представить в виде двух слагаемых

$$\sum_{i=1}^n \beta E_i = \sum_{i=1}^n \beta E_i' + \sum_{i=1}^n \frac{M_i}{\alpha} \beta, \quad (3)$$

где E_i' - энергетические затраты, связанные с изготовлением холодильного оборудования;

M_i - себестоимость помещения, фундамента, транспортировки, монтажа, обеспечения мер пожаробезопасности и т.д.;

α - тарифная стоимость электроэнергетики.

Таким образом, первое слагаемое формулы (3) учитывает косвенный вклад в $TEWI_N$ энергетических затрат при изготовлении холодильного оборудования. Второе слагаемое учитывает косвенный вклад в $TEWI_N$ от энергетических затрат, связанных с условиями эксплуатации холодильной установки. Следовательно, при эколого-энергетической экспертизе любого типа холодильного оборудования расчет $TEWI_N$ должен производиться по формуле:

$$TEWI_N = GWP_R \cdot L \cdot N + GWP_R \cdot m(1 - \alpha) + GWP_{BA} \cdot M + \beta \cdot E \cdot N + \sum_{i=1}^n \beta \cdot E_i' + \sum_{i=1}^n \frac{M_i}{\alpha} \beta. \quad (4)$$

Критерий $TEWI_N$, рассчитанный по формуле (4), достаточно полно учитывает весь спектр энергетических затрат на производство искусственного холода. Однако он имеет абсолютное выражение и поэтому недостаточно пригоден для анализа и сопоставления различных типов холодильных систем, использующих различные хладагенты. Поэтому для сравнения однотипной холодильной техники в качестве критерия степени эколого-энергетической эффективности рекомендуется применять приведенную величину $\overline{TEWI}$:

$$\overline{TEWI} = TEWI_N / TEWI_E, \quad (5)$$

где $TEWI_E$ - косвенный вклад в $TEWI_N$, учитывающий энергетические затраты на эксплуатацию.

В настоящее время при выполнении анализа экономической эффективности холодильных машин нашли достаточно широкое применение удельные приведенные затраты - т.е. затраты, отнесенные к выработанному в течение года холоду [11]. Аналогичный подход может быть распространен и на вычисляемую по формуле (4) функцию $TEWI_N$. В этом случае при сравнении эколого-энергетической эффективности холодильного оборудования различной холодопроизводительности, использующем различные хладагенты, можно в качестве интегрального критерия рассматривать отношение величины $TEWI_N$ к выработанному за год количеству холода Q_0 :

$$Tewi = TEWI_N / Q_0 \cdot \beta \cdot \tau. \quad (6)$$

Следует подчеркнуть, что коэффициент $Tewi$ можно использовать в качестве интегрального критерия оптимизации (целевой функции) в задачах выбора состава многокомпонентного рабочего тела холодильной установки. Варьируя концентрацией компонентов смеси и решая задачу минимизации функции $Tewi$, можно подобрать оптимальный, с точки зрения экологии, состав рабочего тела. В качестве математического аппарата для решения поставленной задачи можно рекомендовать использовать методы векторной оптимизации [12].

При решении задач оптимизации холодильных систем применяют различные критерии оптимизации (целевые функции). В качестве целевой функции могут использоваться холодильный коэффициент (энергетическая оптимизация), приведенные безразмерные затраты [8] (экономическая оптимизация) или какие-либо обобщенные векторные критерии [12]. Однако, в отличие от $Tewi$ эти критерии не отражают антропогенного влияния, вызванного эксплуатацией холодильного оборудования на климат Земли. Напротив, в критерии $Tewi$ гармонично сочетаются экологические аспекты, экономические факторы и энергетические затраты. Имеется вполне определенное преимущество $Tewi$ по сравнению с чисто экономическими критериями [8, 11]. Последние в большей мере зависят от экономических факторов, характерных для того или иного государства, и в меньшей степени от технологических особенностей оборудования. В этом плане можно утверждать, что кВтч является более надежным эквивалентом, чем любая национальная валюта, поскольку не зависит от налогового законодательства и ему не угрожает инфляция.

С учетом изложенных выше принципов, выполним оценку влияния дополнительных энергетических затрат на структуру и величину $TEWI_N$. Для этого рассмотрим два сценария перевода АО "НОРД" (Украина) на выпуск домашних холодильников, которые используют в первом варианте хладагент R134a, а в другом - R600a.

Выполненный анализ показал, что основным фактором, направленным на уменьшение Полного Эквивалента Глобального Потепления - $TEWI_N$, является снижение теплопритоков в холодильное отделение и морозильную камеру за счет использования эффективной тепловой изоляции - до 30% $TEWI_N$. Фирмы Siemens и BOSCH повысили класс энергоэффективности до "B" и "C" именно благодаря применению усиленной термоизоляции. Толщина изолирующего слоя у выпускаемых этими фирмами холодильников достигает $7 \cdot 10^{-2}$ м - в холодильном отделении и $1 \cdot 10^{-1}$ м - в морозильной камере. Бытовая холодильная техника, выпускаемая АО "НОРД", имеет вдвое меньшую толщину изоляции. Вторым по значимости фактором, влияющим на величину $TEWI_N$, является энергетическая эффек-

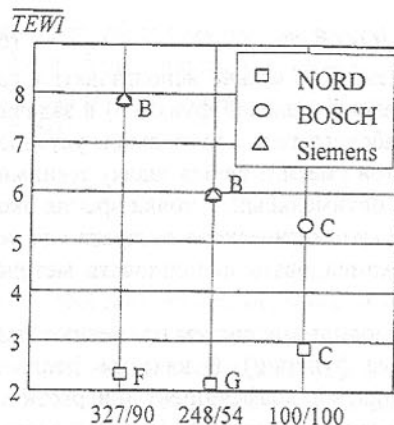


Рис. 1. Соотношение общего объема холодильного прибора и объема морозильной камеры

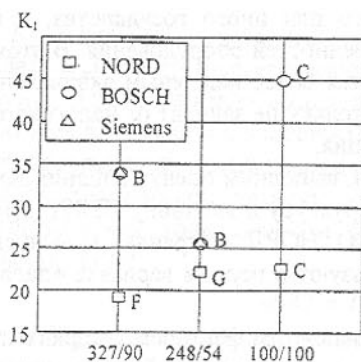


Рис. 2. Соотношение общего объема холодильного прибора и объема морозильной камеры

приборов с помощью следующих коэффициентов: $\overline{TEWI}$, а также

$$K_1 = \overline{TEWI}_N / V, \quad (7)$$

$$K_2 = \overline{TEWI} / V, \quad (8)$$

тивность компрессора (до 10÷18% [13]), который должен быть адаптирован к применяемому рабочему телу. Оптимальный выбор энергетически эффективного хладагента является только третьим по значимости фактором, влияющим на величину $\overline{TEWI}_N$ – 3÷7%. Поэтому чрезмерное значение, придаваемое выбору рабочего тела, представляется с экологической точки зрения неоправданным.

В настоящее время для определения класса энергетической эффективности холодильного прибора используется методика EN153, которая учитывает лишь энергетические затраты при эксплуатации холодильника. Согласно этой методике класс энергетической эффективности изменяется от наивысшего класса A до наименьшего – G. Однако эта методика не учитывает экологических проблем, связанных с созданием и эксплуатацией холодильника, вклад которых в величину $\overline{TEWI}_N$ достигает от 25 до 40% [9].

С целью устранения этого недостатка авторы предлагают оценивать в рамках экологического менеджмента эффективность холодильных

где V – полезный объем холодильного прибора, рассчитываемый по методике EN153.

С использованием предложенных коэффициентов было выполнено сравнение однотипных холодильных приборов одинакового объема, выпускаемых фирмами АО "НОРД", BOSCH, Siemens (см. рис. 1-3).

Из приведенных рисунков следует, что перевод бытовых холодильных приборов на пожароопасные хладагенты не способствует решению экологических проблем, а класс энергетической эффективности не отражает влияния увеличения энергетических затрат при создании холодильной техники на возрастание $\overline{TEWI}_N$.

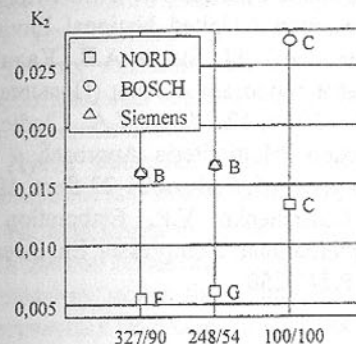


Рис. 3. Соотношение общего объема холодильного прибора и объема морозильной камеры

В настоящей работе не ставилась цель пропагандировать достоинства какого-либо хладагента, либо холодильного оборудования. Это задача многокритериальная и требует учета различных, подчас противоречивых, факторов. Анализ этих факторов целесообразно осуществлять в энергетических единицах, которые удобно переводить в полный эквивалент глобального потепления $\overline{TEWI}_N$, с последующей трансформацией в удельные и приведенные коэффициенты (5)-(8). Расчет $\overline{TEWI}_N$ с учетом энергетических затрат на создание бытовой холодильной

техники может изменить представление об экологической целесообразности перехода на пожароопасные хладагенты, имеющие низкое значение потенциала глобального потепления.

Список литературы: 1. Spauschus H. Lubricants for refrigeration compressors: a 1996 status report // Bull. IIR-IIR 1997, vol 77, N1, p.2–12. 2. 12th Informatory Note on Fluorocarbons and Refrigeration "Fluorocarbons and Global Warming" Int. Inst. of Refrigeration – Paris, France. June 1997. 3. Кондратьев К.Я. Глобальная экология: Климатический аспект. Гипотезы. Прогнозы (Будущие науки): Международный ежегодник. – М.: Знание, 1989. С. 184–197. 4. CFCs, refrigeration and HCFCs 9th informatory Note: International Inst. of Refrig.-Paris (France). – 1993. 5. Lucas L. A new challenge: from the ozone layer to the greenhouse effect // Proc. International Cong. "Energy efficiency in refrigeration and global warming impact". – Gent

(Belgium). - 1993. - P. 31-43. 6. Fisher S.K., Fairchild P.P., Hughes P.S. Global warming implications of replacing CFC // ASHRAE J. - April 1992. - P. 14-19. 7. Железный В.П., Жидков В.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. - Донецк: Донбасс, 1996. - 144 с. 8. Douglas I.D., Braun J.E., Groll E.A., Tree D.R. Trade-off Between Flammability and Performance of Hydrocarbon // Proc. 19th International Cong. of Refrig. - Hague (Netherlands). - 1995. - V. 4. - P. 155-162. 9. Жидков В.В. Эколого-энергетический анализ бытовых холодильных приборов на альтернативных хладагентах (эксперимент и методы расчета): Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.03. - Одесса, 1997. - 240 с. 10. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), Climate Change: The IPCC Scientific Assessment, World Meteorological Organization / United National Environmental Programme, Cambridge Univ. Press, 1990. 11. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы (Повышение эффективности). - Агропромиздат, 1988. - 287 с. 12. Mazur V.A., Clodic D., Shamray A.A. Optimal Refrigerant Selection. Multicriteria Approach // Int. Conf. - CFCs The Day After. Proceedings p. 57-65, Padova 21-23 Sept. 1994. 13. Krasnovsky I.N., Muravia E.S., Onistchenko V.P. Elaboration of Compressor Working on R134a // Proc. International Compressor Engineering Conf. at Purdue. - Purdue (USA). - 1996. - P. 247-250.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ НА СТАДИЯХ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ И ОПЫТНО- КОНСТРУКТОРСКИХ РАЗРАБОТОК

Зенкин Н.А., Федин С.С., Тамими Хайдар Мусбах
(ГАЛПУ, г. Киев, Украина)

Наиболее ответственным этапом формирования качества выпускаемой продукции являются научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки (НИР и ОКР). В ходе них определяется экономически целесообразный и технически допустимый уровень качества разрабатываемых изделий, определяется перечень регламентируемых государственными, отраслевыми и заводскими стандартами качественных показателей, допустимые их граничные значения. Направления улучшения качественных показателей при этом весьма многообразны: разрабатываемые изделия совершенствуются как по линии улучшения основных функциональных свойств, расширения диапазона их применения, обеспечения большей вариативности удовлетворения потребности народного хозяйства, так и по

линии модификации потребительских свойств изделий, повышения надежности характеристик, миниатюризации и улучшения эстетического оформления продукции.

Определение оптимального уровня качества разрабатываемых изделий тесно связано с назначением выпускаемой продукции; требованиями заказчика; прогнозом требуемых объемов серийного производства; предполагаемым рынком изделий; выделяемыми предприятию дополнительными материальными и трудовыми ресурсами на техническое перевооружение, реконструкцию и технологическую подготовку производства; а также с обеспечением серийного выпуска; установленными сроками освоения серийного выпуска; с предполагаемой ценой на изделие на внешнем и внутреннем рынке и со многими другими факторами.

В этих условиях задача определения оптимального уровня качества разрабатываемых изделий может быть сформулирована в виде задачи многокритериальной оптимизации.

Пусть качество разрабатываемого изделия характеризуется целой совокупностью качественных показателей $Y_i, i=1, \dots, m$.

На основании анализа лучших отечественных и мировых достижений в данной области, прогнозирования технического уровня изделий на перспективу могут быть определены оптимальные значения каждого из качественных показателей изделия $V_i, i=1, \dots, m$, а также построены функции потерь потребительских свойств изделия C (в стоимостном выражении) при отклонении каждого из качественных показателей от их оптимальных значений в ту или иную сторону:

$$C = \psi(v_1 - y_1, v_2 - y_2, \dots, v_i - y_i, \dots, v_m - y_m, y_1 - v_1, \dots, y_i - v_i, \dots, y_m - v_m).$$

Для упрощения выкладок сделаем допущение, что рассматриваемые функции потерь являются аддитивными:

$$C_{1i} = \psi_{1i}(V_i - Y_i), C_{2i} = \psi_{2i}(Y_i - V_i), i=1, \dots, m, C = \sum_{i=1}^m (C_{1i} + C_{2i}).$$

В соответствии с назначением и техническими условиями на разрабатываемые изделия все качественные показатели могут быть проранжированы по степени важности на основании мнения экспертов.

Пусть ранжировочный ряд I , в котором могут быть выделены также равнозначные по уровню важности показатели, имеет вид:

$$I = \{[i_1, i_2, \dots, i_{l_1}] \succ [i_{l_1+1}, \dots, i_{l_2}] \succ \dots [i_{l_{m-1}+1}, \dots, i_m]\}. \quad (1)$$

Кроме того, для отдельных качественных показателей могут быть установлены верхние и нижние граничные значения d_{1i}, d_{2i} , за пределами которых продукция перестанет удовлетворять своему назначению. Следовательно, при установлении оптимального уровня качества изделий на значения y_i должны быть наложены ограничения:

$$d_{1i} \leq y_i \leq d_{2i} \quad i=1, \dots, m. \quad (2)$$

Заметим, что, если такие ограничения не накладываются, то в выражении можно принять $d_{1i} = -\infty$, $d_{2i} = \infty$, а также отметим, что ограничения (2) могут быть отражены соответствующим построением функций C_{1i} , C_{2i} , т.е.:

$$\begin{aligned} C_{1i} &= \psi_{1i}(V_i - Y_i) = -\infty, \text{ если } y_i < d_{1i}, \\ C_{2i} &= \psi_{2i}(Y_i - V_i) = \infty, \text{ если } y_i > d_{2i}. \end{aligned} \quad (3)$$

Пусть, кроме того, построены (для установленных, исходя из потребностей народного хозяйства, объемов производства изделий) функции предельных отклонений качественных показателей от их оптимальных значений в зависимости от затрат различного вида материальных и трудовых ресурсов на всех стадиях жизненного цикла изделия в процессе разработки, подготовки производства, серийного выпуска, обеспечения гарантийного обслуживания изделий:

$$\begin{aligned} V_i - Y_i &= f_{1i}^r(x_{1i}^r, x_{2i}^r, \dots, x_{ni}^r), \\ Y_i - V_i &= f_{2i}^r(x_{1i}^r, x_{2i}^r, \dots, x_{ni}^r), \quad \tau=1, 2, 3, 4; \quad i=1, \dots, m. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь $\tau=1$ соответствует стадии НИР, ОКР, изготовлению и испытанию опытного образца, $\tau=2$ - подготовки производства, $\tau=3$ - обеспечению серийного выпуска (затраты на год), $\tau=4$ - обеспечению гарантийного обслуживания.

Заметим, что затраты различного вида материальных и трудовых ресурсов для обеспечения серийного выпуска изделий в запланированном объеме с установленным уровнем качества не являются равномерными по годам серийного выпуска и могут учитываться функциями:

$$\begin{aligned} V_i - Y_i &= f_{1i}^{3\theta}(x_{1i}^{3\theta}, x_{2i}^{3\theta}, \dots, x_{ni}^{3\theta}), \\ Y_i - V_i &= f_{2i}^{3\theta}(x_{1i}^{3\theta}, x_{2i}^{3\theta}, \dots, x_{ni}^{3\theta}), \\ \theta &= 1, \dots, T, \quad i=1, \dots, m. \end{aligned} \quad (5)$$

Аналогичным образом следует учитывать затраты ресурсов на обеспечение гарантийного обслуживания.

Кроме того, могут быть построены функции продолжительности НИР и ОКР, подготовки производства и освоения серийного выпуска в зависимости от установленных качественных показателей разрабатываемых изделий и используемых в соответствии с выражениями (3) ресурсов.

$$t^r = \varphi^r(V_i - Y_i, \dots, V_m - Y_m, x_{1i}^{3\theta}, \dots, x_{ni}^{3\theta}, \dots, x_{1m}^{3\theta}, \dots, x_{nm}^{3\theta}), \quad \tau=1, 2, 3. \quad (6)$$

Пусть отпускная цена изделий зависит от их качественных показателей и года серийного выпуска и зависимость эта имеет вид:

$$C^0 = \psi^0(v_1 - y_1, v_2 - y_2, \dots, v_m - y_m, y_1 - v_1, \dots, v_m - y_m), \quad \theta=1, \dots, T. \quad (7)$$

На затраты материальных ресурсов (как в стоимостном, так и в натуральных показателях) на различных стадиях жизненного цикла изделий и

на время, отведенное для освоения серийного выпуска изделий в запланированных объемах B^0 , $\theta=1, \dots, T$, накладываются ограничения, которые могут быть записаны в виде:

$$\max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^r \leq b_j^r, \quad j=1, \dots, n, \quad \tau=1, 2, 4, \quad (8)$$

$$\max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{4\theta} + \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{\theta} \leq b_j^{\theta}, \quad j=1, \dots, n, \quad \theta=1, \dots, T, \quad (9)$$

$$\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^r \leq A^r, \quad \tau=1, 2, 4, \quad (10)$$

$$\sum_{j=1}^n (\max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{3\theta} + \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{4\theta}) \cdot \alpha_j^{\theta} \leq A^{\theta}, \quad \theta=1, \dots, T, \quad (11)$$

$$\sum_{\tau=1}^3 t^r \leq W. \quad (12)$$

Здесь α_j , α_j^{θ} - стоимости единицы ресурсов j -го вида соответственно на стадиях НИР и ОКР, подготовки и технического перевооружения производства и освоения серийного выпуска, а также в течение серийного выпуска изделий (по годам); W - директивный срок освоения серийного выпуска изделий.

Критерий оптимального уровня качества разрабатываемых изделий сформулируем в виде функционала суммарной приведенной прибыли за период жизненного цикла изделий, который определим в виде:

$$F(T) = \sum_{\theta=1}^T [B^{\theta} \cdot \Psi^{\theta}(v_1 - y_1, \dots, v_m - y_m, y_1 - v_1, \dots, v_m - y_m) -$$

$$\sum_{j=1}^n (\max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{3\theta} + \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{4\theta}) \cdot \alpha_j^{\theta}] - \sum_{j=1}^n \alpha_j (\max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^1 + \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^2). \quad (13)$$

Экономически целесообразный оптимальный уровень качества разрабатываемых изделий и потребность в материальных и трудовых ресурсах на различных стадиях жизненного цикла изделий и по годам серийного выпуска может быть найден в результате решения задачи минимизации функционала (13) в условиях ограничений (2), (4), (6), (8) - (12) и сводится, в общем случае, к многоэкстремальной задаче математического программирования относительно переменных y_i , $i=1, \dots, m$, x_{ji}^r , $x_{ji}^{3\theta}$, $x_{ji}^{4\theta}$, t^r , $j=1, \dots, n$, $\tau=1, 2, 4$, $\theta=1, \dots, T$.

В случае функций (1) - (7) общего вида формулированная задача может быть решена лишь алгоритмами глобального случайного поиска [1, 2] или эвристическими методами [3, 4].

Улучшение качественных показателей изделий может планироваться и в течение серийного выпуска, что связано с определенным объемом за-

трат в год серийного выпуска на научно-исследовательские, опытно-конструкторские разработки и подготовку производства.

В этом случае функционал суммарной приведенной прибыли за период жизненного цикла изделия имеет вид:

$$F(T) = \sum_{\theta=1}^T \{ [B^{\theta} \cdot \Psi^{\theta} (v_1 - y_1^{\theta}, v_2 - y_2^{\theta}, \dots, v_m - y_m^{\theta}, y_1^{\theta} - v_1, \dots, y_m^{\theta} - v_m) - \sum_{j=1}^n \alpha_j^{\theta} \sum_{\tau=1 \leq i \leq m} \max x_{ji}^{\tau\theta}] - \sum_{j=1}^n \alpha_j (\max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^1 + \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^2) \}, \quad (14)$$

а ограничения задачи - (2), (4), (6), (12) и

$$\sum_{\tau=1 \leq i \leq m} \max x_{ji}^{\tau\theta} \leq b_j^{\theta}, j = 1, \dots, n, \theta = 1, \dots, T, \quad (15)$$

$$\sum_{\theta=1 \leq i \leq m} \max x_{ji}^{\tau\theta} \leq b_j^{\tau}, j = 1, \dots, n, \tau = 1, 2, 4. \quad (16)$$

$$\sum_{\theta=1}^T \alpha_j^{\theta\tau} \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{\tau\theta} + \alpha_j \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{\tau} \leq A^{\tau}, \tau = 1, 2, 4. \quad (17)$$

$$\sum_{\tau=1}^4 \sum_{j=1}^n \alpha_j^{\theta\tau} \max_{1 \leq i \leq m} x_{ji}^{\tau\theta} \leq A^{\theta}, \theta = 1, \dots, T \quad (18)$$

Рассмотренные выше задачи могут быть обобщены для случая, когда производственное объединение разрабатывает, осуществляет подготовку производства и освоение серийного выпуска целой группы изделий, $\lambda = 1, \dots, L$. При этом вышестоящими органами ограничиваются сроки освоения серийного выпуска, объемы производства по годам для каждого изделия и суммарные расходы каждого вида ресурсов. В этом случае определение оптимального уровня всех разрабатываемых и выпускаемых изделий и распределение материальных и трудовых ресурсов по годам разработки и выпуска сводятся к решению задачи математического программирования вида:

$$F(T) = \sum_{\lambda=1}^L \{ [B_{\lambda}^{\theta} \cdot \Psi_{\lambda}^{\theta} (v_{1\lambda} - y_{1\lambda}^{\theta}, v_{2\lambda} - y_{2\lambda}^{\theta}, \dots, v_{m\lambda} - y_{m\lambda}^{\theta}, y_{1\lambda}^{\theta} - v_{1\lambda}, \dots, y_{m\lambda}^{\theta} - v_{m\lambda}) - \sum_{j=1}^n \alpha_j^{\theta} \sum_{\tau=1 \leq i \leq m_{\lambda}} \max x_{ji}^{\tau\theta}] - \sum_{j=1}^n \alpha_j (\max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^1 + \max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^2) \}; \quad (19)$$

$$d_{1\lambda} \leq y_i \leq d_{2\lambda}, \quad i = 1, \dots, m_{\lambda}, \lambda = 1, \dots, L; \quad (20)$$

$$\sum_{\lambda=1}^L \sum_{\tau=1}^4 \max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^{\tau\theta} \leq b_j^{\theta}, j = 1, \dots, n, \theta = 1, 2, \dots, T; \quad (21)$$

$$\sum_{\theta=1}^T \sum_{\lambda=1}^L \max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^{\theta\tau} \leq b_j^{\tau}, j = 1, \dots, n, \tau = 1, 2, 4; \quad (22)$$

$$\sum_{\lambda=1}^L (\sum_{\theta=1}^T \alpha_j^{\theta\tau} \max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^{\theta\tau} + \alpha_j \max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^{\tau}) \leq A^{\tau}, \tau = 1, 2, 4; \quad (23)$$

$$\sum_{\lambda=1}^L \sum_{j=1}^n \alpha_j^{\theta\tau} \max_{1 \leq i \leq m_{\lambda}} x_{ji}^{\theta\tau} \leq A^{\theta}, \theta = 1, \dots, T; \quad (24)$$

$$\sum_{\tau=1}^4 t_{\lambda}^{\tau} \leq W_{\lambda}, \lambda = 1, \dots, L; \quad (25)$$

решение задач (19)-(25) или (2), (4), (6), (12), (14) - (18) может осуществляться диалоговыми методами оптимизации [5,6].

В результате решения сформулированной задачи математического программирования часть ограничений (20)-(25) выполняются как строгие равенства. Эксперты, оценивая полученные результаты, могут ослабить или ужесточить некоторые граничные значения на качественные показатели отдельных изделий (ограничения (20)), либо на сроки освоения их серийного выпуска на суммарные расходы и расходы трудовых ресурсов на различных стадиях жизненного цикла изделий. Внося коррективы в ограничение задачи и получая новое решение, эксперты оценивают результат с точки зрения возможности при внесенных изменениях в условиях задачи достичь существенного улучшения качественных показателей важнейших изделий, существенного сокращения сроков их разработки и освоения серийного выпуска, снижения материальных и трудовых затрат. В процессе внесения корректив все заслуживающие внимания варианты сохраняются в памяти ЭВМ и служат основанием при подготовке обоснований для вышестоящих органов с целью изменения технических требований на разрабатываемые изделия, увеличение объемов выделяемых материальных или трудовых ресурсов на отдельные плановые периоды, увеличение сроков на разработку и освоение серийного выпуска.

В целом ряде случаев качество изделий определяется, главным образом, лишь некоторой группой важнейших показателей, значения которых должны оптимизироваться в первую очередь. На достижение этих целей следует главным образом направить основные объемы выделяемых материальных и трудовых ресурсов, требуя при этом достижения значений остальных качественных показателей в условиях граничных значений (2). При этом степень важности различных качественных показателей определяется ранжировочным рядом (1), и оптимизация значений группы качественных показателей, стоящих правее в ранжировочном ряду, должна достигаться при условии того, что при этом не ухудшится значение более важных качественных показателей. Удовлетворение этих требований дос-

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ ГАММА-ПРОЦЕНТНОГО ПЕРИОДА СТОЙКОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Ивченко Т.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Эффективность функционирования современных технологических систем в значительной степени определяется их надежностью. В условиях автоматизированного производства, предъявляющего повышенные требования к надежности режущих инструментов, весьма важным является гарантированное обеспечение показателей безотказности их функционирования, так как случайные отказы приводят к внеплановым простоям дорогостоящего оборудования и значительному увеличению затрат на его обслуживание.

При оценке надежности по средним показателям безотказности, долговечности и ремонтпригодности обеспечивается довольно низкий уровень вероятности, их гарантирующий, не превышающий 0,5. Для условий эксплуатации режущего инструмента в автоматических линиях, на автоматах и полуавтоматах, на станках с числовым программным управлением, представляет интерес исследование в качестве показателей надежности не только их средних значений, но и значений показателей с любым заданным уровнем вероятности.

В настоящей работе наряду с общепринятым показателем безотказности режущего инструмента - средним периодом стойкости, рассматриваются дополнительно следующие показатели: гамма-процентный период стойкости - время резания режущего инструмента, в течение которого он не достигнет отказа с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах, а также относительный гамма-процентный период стойкости - отношение гамма-процентного периода стойкости к среднему периоду стойкости режущего инструмента.

Для закона Вейбулла-Гнеденко, наиболее распространенного при анализе стойкости режущего инструмента, вероятность безотказной работы, или интегральная функция распределения стойкости $P(t)$, а также плотность распределения, или дифференциальная функция распределения стойкости $f(t)$, имеют вид:

$$P(t) = e^{-(t/a)^b},$$

$$f(t) = b/a(t/a)^{b-1} e^{-(t/a)^b},$$

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

Средний период стойкости T и дисперсия D определяются следующим образом:

$$T = a\Gamma(1+1/b),$$

$$D = a^2[\Gamma(1+2/b) - \Gamma^2(1+1/b)],$$

где $\Gamma(1+1/b)$ - гамма-функция.

Коэффициент вариации стойкости, представляющий отношение среднеквадратического отклонения к математическому ожиданию, не зависит от параметра масштаба a и, следовательно, является наиболее удобной характеристикой рассеивания стойкости инструмента:

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

Гамма-процентный период стойкости, или стойкость с заданной вероятностью T_γ , определяется следующим образом:

$$T_\gamma = a(-\ln(\gamma/100))^{1/b}.$$

Относительный гамма-процентный период стойкости равен:

$$X = \frac{T_\gamma}{T} = \frac{[\ln(\gamma/100)]^{1/b}}{\Gamma(1+1/b)}$$

Для рассмотренного закона Вейбулла-Гнеденко гамма-процент может быть рассчитан следующим образом:

$$\gamma(T) = 100 \exp\left[-\left[\Gamma(1+1/b)\right]^{1/b}\right]$$

Значения гамма-процента, гарантирующие средний период стойкости, в зависимости от параметра b и соответствующего коэффициента вариации V следующие:

- при $b = 1$ и $V = 1,000$: $\gamma(T) = 36,79\%$;
- при $b = 2$ и $V = 0,523$: $\gamma(T) = 39,01\%$;
- при $b = 3$ и $V = 0,366$: $\gamma(T) = 38,17\%$;
- при $b = 4$ и $V = 0,366$: $\gamma(T) = 37,71\%$.

Рассчитанные значения свидетельствуют о достаточно низком уровне вероятности, с которой гарантируется средний период стойкости. Обеспечение более высокого уровня вероятности при фиксированном качестве инструмента может быть достигнуто за счет уменьшения режимов резания, то есть связано с неизбежным снижением производительности обработки. Коэффициент снижения производительности, характеризующий изменение скорости резания, необходимое для обеспечения заданной гамма-процентной стойкости режущего инструмента, может быть определен следующим образом:

$$K_v = \frac{V_\gamma}{V_0} = \left(\frac{T_\gamma}{T} \right)^m = \left[\frac{[\ln(\gamma/100)]^{1/b}}{\Gamma(1+1/b)} \right]^m,$$

где V_0 - базовое значение скорости резания, соответствующее среднему периоду стойкости, m - показатель относительной стойкости, характеризующий связь скорости резания со стойкостью инструмента (принимается $m=0,2$).

Влияние гамма-процента на коэффициент производительности обработки при различных значениях параметра b представлено на рис. 1

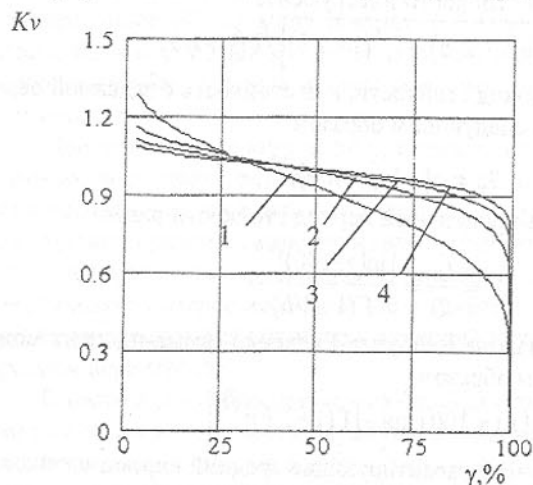


Рис.1. Зависимость коэффициента снижения производительности K_v от гамма-процента γ : 1) $b=1$, 2) $b=2$, 3) $b=3$, 4) $b=4$

Представленные зависимости свидетельствуют о необходимости существенно снижения производительности для обеспечения требуемого гамма-процента при значительном рассеивании стойкости ($V=1$, $b=1$). Снижение рассеивания стойкости, то есть уменьшение коэффициента вариации V и увеличение параметра b , позволяет достигать требуемого гамма-процента при более высокой производительности.

Однако, наряду со снижением производительности имеет место и снижение затрат на эксплуатацию инструмента, связанное с повышением надежности и уменьшением количества отказов инструмента. В связи с этим представляет интерес поиск оптимальных значений гамма-процентного периода стойкости и оптимального гамма-процента, обеспечивающих максимально возможное соотношение производительности обработки и затрат на эксплуатацию инструмента.

В качестве критерия оптимальности целесообразно использовать относительный интегральный показатель [1], в котором затраты на создание инструмента являются постоянными, а снижение затрат на эксплуатацию инстру-

мента $З$, в сравнении с базовыми затратами $З_0$ принимается пропорциональным относительному гамма-процентному периоду стойкости

$$З/З_0 = A(T_\gamma/T)^n = AX^n,$$

где A , n - коэффициент пропорциональности и показатель степени, характеризующие связь затрат на эксплуатацию инструмента с относительным гамма-процентным периодом стойкости

Относительный интегральный показатель качества в зависимости от показателя безотказности рассматривается при условии постоянства остальных показателей надежности - ремонтопригодности и долговечности, которые для дальнейших расчетов принимаются равными их базовым значениям. В этом случае критерий оптимальности имеет вид:

$$K(X) = (X)^m (1+C) / (A(X)^n + C),$$

где C - постоянный коэффициент, характеризующий затраты на создание режущего инструмента: $C = C_{ин}/C_p KT$, $C_{ин}$ - стоимость инструмента, C_p - затраты, приходящиеся на 1 минуту работы инструмента и станка, K - среднее число периодов стойкости.

Графики критерия оптимальности $K(X)$ в зависимости от параметра оптимизации - относительного гамма-процентного периода стойкости X при значениях $m=0,2$, $n=2$ для различных значений C представлены на рис.2.

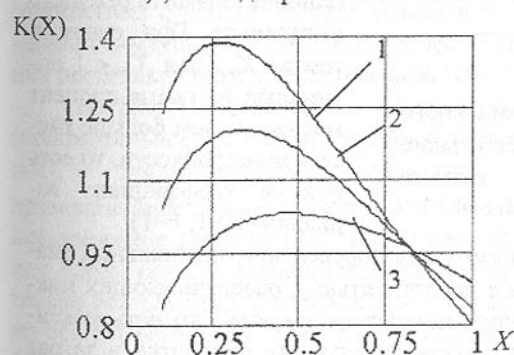


Рис.2. Зависимость интегрального показателя $K(X)$ от относительного гамма-процентного периода стойкости X :

1) $C=1$, 2) $C=2$, 3) $C=3$

Анализ представленных результатов свидетельствует об экстремальном характере интегрального показателя с использованием в качестве отдельных показателей безотказности их значений с любым заданным уровнем вероятности γ в сравнении с принятым за базовый интегральным показателем, рассчитанным по средним значениям. С увеличением параметра C экстремум сдвигается в сторону больших значений.

Оптимальные значения показателей безотказности с заданным уровнем вероятности γ - опти-

мальный относительный гамма-процентный период стойкости и оптимальный гамма-процент, обеспечивающие максимальное значение критерия оптимальности - интегрального показателя, определяются следующим образом:

$$X_{opt} = [C/A(n/m - 1)]^{1/n},$$

$$\gamma_{opt} = 100 \exp \left[- [X_{opt} \Gamma(1 + 1/b)]^{1/b} \right].$$

Зависимость оптимального гамма-процента от относительного гамма-процентного периода стойкости X_{opt} для различных значений параметра b закона распределения стойкости режущего инструмента представлена на рис.3

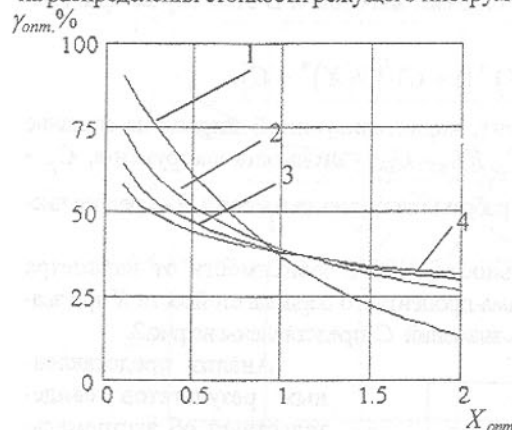


Рис. 3. Зависимость оптимального гамма-процента γ_{opt} от относительного гамма-процентного периода стойкости X_{opt} : 1) $b=1$, 2) $b=2$, 3) $b=3$, 4) $b=4$

Таким образом, разработана методика определения оптимальных значений показателей безотказности с вероятностью γ , обеспечивающих максимальное значение интегрального показателя качества, то есть максимально возможное соотношение производительности обработки и затрат на эксплуатацию режущего инструмента.

Список литературы: 1. Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей безотказности режущего инструмента. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 1997. - Вып.4 - С.55-60

УНИВЕРСАЛЬНАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СБОРОЧНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Ищенко А.Л., Ушкац Д.Э. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Сборочный технологический модуль состоит из блоков технологического воздействия и вспомогательных блоков технологического воздействия. Для построения кинематической модели функционирования технологического автоматического модуля рассмотрим i -ую пару блоков технологического воздействия и вспомогательных блоков технологического воздействия.

Блок технологического воздействия предназначен для выполнения сборочной подфункции, а вспомогательный блок технологического воздействия предназначен для выполнения обеспечивающей, однако вспомогательный блок технологического воздействия не всегда может быть в составе сборочного технологического модуля.

Рассмотрим общий случай, когда блок технологического воздействия и вспомогательный блок технологического воздействия входят в состав сборочного автоматического технологического модуля.

Как известно [1], движение сборочной компоненты можно описать множеством функций. Каждая функция в отдельности является прямолинейным поступательным движением или вращением относительно одной или нескольких осей в декартовой системе координат (рис.1).

На рис. 1 обозначены: x - прямолинейное движение вдоль оси OX (положительное), x' - прямолинейное движение вдоль оси OX (отрицательное), y - прямолинейное движение вдоль оси OY (положительное), y' - прямолинейное движение вдоль оси OY (отрицательное), z - прямолинейное движение вдоль оси OZ (положительное), z' - прямолинейное движение вдоль оси OZ (отрицательное), a - вращательное движение относительно оси OX (положительное), a' - вращательное движение относительно оси OX (отрицательное), b - вращательное движение относительно оси OY (положительное), b' - вращательное движение относительно оси OY (отрицательное), c - вращательное движение относительно оси OZ (положительное), c' - вращательное движение относительно оси OZ (отрицательное).

мальный относительный гамма-процентный период стойкости и оптимальный гамма-процент, обеспечивающие максимальное значение критерия оптимальности - интегрального показателя, определяются следующим образом:

$$X_{opt} = [C/A(n/m - 1)]^{1/n},$$

$$\gamma_{opt} = 100 \exp \left[- [X_{opt} \Gamma(1 + 1/b)]^{1/b} \right].$$

Зависимость оптимального гамма-процента от относительного гамма-процентного периода стойкости X_{opt} для различных значений параметра b закона распределения стойкости режущего инструмента представлена на рис.3

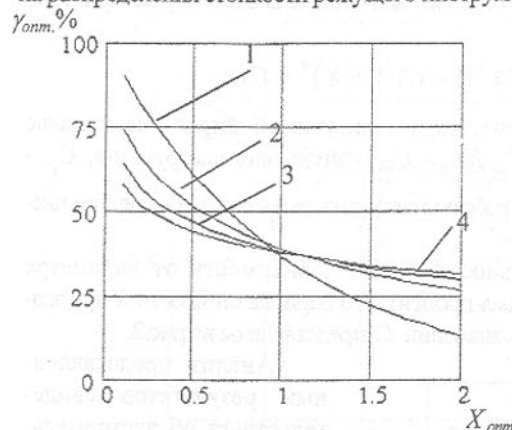


Рис. 3. Зависимость оптимального гамма-процента γ_{opt} от относительного гамма-процентного периода стойкости X_{opt} : 1) $b=1$, 2) $b=2$, 3) $b=3$, 4) $b=4$

Таким образом, разработана методика определения оптимальных значений показателей безотказности с вероятностью γ , обеспечивающих максимальное значение интегрального показателя качества, то есть максимально возможное соотношение производительности обработки и затрат на эксплуатацию режущего инструмента.

Список литературы: 1. Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей безотказности режущего инструмента. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 1997. - Вып.4 - С.55-60

УНИВЕРСАЛЬНАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СБОРОЧНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Ищенко А.Л., Ушкац Д.Э. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Сборочный технологический модуль состоит из блоков технологического воздействия и вспомогательных блоков технологического воздействия. Для построения кинематической модели функционирования технологического автоматического модуля рассмотрим i -ую пару блоков технологического воздействия и вспомогательных блоков технологического воздействия.

Блок технологического воздействия предназначен для выполнения сборочной подфункции, а вспомогательный блок технологического воздействия предназначен для выполнения обеспечивающей, однако вспомогательный блок технологического воздействия не всегда может быть в составе сборочного технологического модуля.

Рассмотрим общий случай, когда блок технологического воздействия и вспомогательный блок технологического воздействия входят в состав сборочного автоматического технологического модуля.

Как известно [1], движение сборочной компоненты можно описать множеством функций. Каждая функция в отдельности является прямолинейным поступательным движением или вращением относительно одной или нескольких осей в декартовой системе координат (рис.1).

На рис. 1 обозначены: x - прямолинейное движение вдоль оси OX (положительное), x' - прямолинейное движение вдоль оси OX (отрицательное), y - прямолинейное движение вдоль оси OY (положительное), y' - прямолинейное движение вдоль оси OY (отрицательное), z - прямолинейное движение вдоль оси OZ (положительное), z' - прямолинейное движение вдоль оси OZ (отрицательное), a - вращательное движение относительно оси OX (положительное), a' - вращательное движение относительно оси OX (отрицательное), b - вращательное движение относительно оси OY (положительное), b' - вращательное движение относительно оси OY (отрицательное), c - вращательное движение относительно оси OZ (положительное), c' - вращательное движение относительно оси OZ (отрицательное).

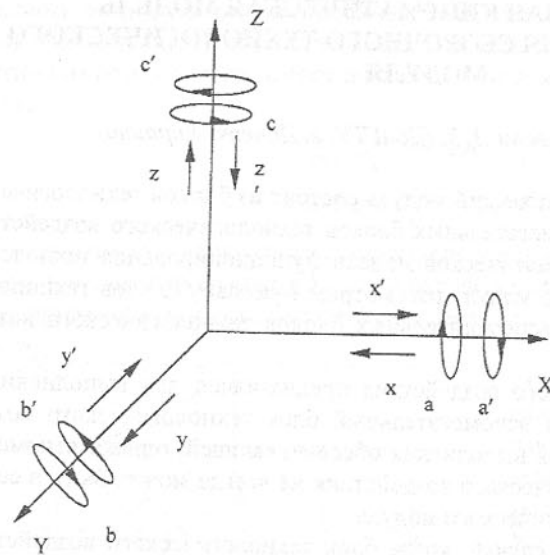


Рис. 1 - Элементарные кинематические движения в сборочной технологической системе.

Каждое элементарное движение может быть как постоянным так и переменным во времени. Так как, постоянное движение во времени является частным случаем переменного, то будем рассматривать только переменное движение.

Очевидно, что функция движения сборочной компоненты в пространстве может быть описана множеством, состоящим из ко-

нечного числа функций элементарных движений:

$$F = (f_x(t), f_{x'}(t), f_y(t), f_{y'}(t), f_z(t), f_{z'}(t), f_a(t), f_{a'}(t), f_b(t), f_{b'}(t), f_c(t), f_{c'}(t)), \quad (1)$$

где $f_x(t)$ - закон прямолинейного движения, совпадающего с направлением оси OX ;

$f_{x'}(t)$ - закон прямолинейного движения, не совпадающего с направлением оси OX ;

$f_y(t)$ - закон прямолинейного движения, совпадающего с направлением оси OY ;

$f_{y'}(t)$ - закон прямолинейного движения, не совпадающего с направлением оси OY ;

$f_z(t)$ - закон прямолинейного движения, совпадающего с направлением оси OZ ;

$f_{z'}(t)$ - закон прямолинейного движения, не совпадающего с направлением оси OZ ;

$f_a(t)$ - закон прямого вращательного движения вокруг оси OX ;

$f_{a'}(t)$ - закон обратного вращательного движения вокруг оси OX ;

$f_b(t)$ - закон прямого вращательного движения вокруг оси OY ;

$f_{b'}(t)$ - закон обратного вращательного движения вокруг оси OY ;

$f_c(t)$ - закон прямого вращательного движения вокруг оси OZ ;

$f_{c'}(t)$ - закон обратного вращательного движения вокруг оси OZ .

В общем случае функцию движения сборочной компоненты можно представить следующей зависимостью:

$$F(t) = f_x(t) \wedge f_{x'}(t) \wedge f_y(t) \wedge f_{y'}(t) \wedge f_z(t) \wedge f_{z'}(t) \wedge f_a(t) \wedge f_{a'}(t) \wedge f_b(t) \wedge f_{b'}(t) \wedge f_c(t) \wedge f_{c'}(t), \quad (2)$$

где смысловые значения составляющих выражения (2) аналогичны смысловым значениям в выражении (1).

Исключая те или иные составляющие в формуле (2), можно получить общую формулу движения i -ой сборочной компоненты.

Так как i -ый блок технологического воздействия n -го сборочного технологического модуля осуществляет сборку двух или более сборочных компонент, то движение компонент будет описываться аналогично выражениям (1) и (2):

- для k -ой сборочной компоненты:

$$F_k = (f_{x_k}(t), f_{x'_k}(t), f_{y_k}(t), f_{y'_k}(t), f_{z_k}(t), f_{z'_k}(t), f_{a_k}(t), f_{a'_k}(t), f_{b_k}(t), f_{b'_k}(t), f_{c_k}(t), f_{c'_k}(t)); \quad (3)$$

- для $(k+1)$ -ой сборочной компоненты:

$$F_{k+1} = (f_{x_{k+1}}(t), f_{x'_{k+1}}(t), f_{y_{k+1}}(t), f_{y'_{k+1}}(t), f_{z_{k+1}}(t), f_{z'_{k+1}}(t), f_{a_{k+1}}(t), f_{a'_{k+1}}(t), f_{b_{k+1}}(t), f_{b'_{k+1}}(t), f_{c_{k+1}}(t), f_{c'_{k+1}}(t)); \quad (4)$$

где $f_{x_{k+1}}(t), f_{x'_{k+1}}(t), f_{y_{k+1}}(t), f_{y'_{k+1}}(t), f_{z_{k+1}}(t), f_{z'_{k+1}}(t), f_{a_{k+1}}(t), f_{a'_{k+1}}(t), f_{b_{k+1}}(t), f_{b'_{k+1}}(t), f_{c_{k+1}}(t), f_{c'_{k+1}}(t)$ функции движения $(k+1)$ -ой сборочной компоненты относительно каждой из осей декартовой системы координат.

В момент времени t когда происходит непосредственное соединение n сборочных компонент в одну происходит пересечение множеств (3) и (4) относительно одного или нескольких элементов этих множеств. Для i -ой сборочной компоненты это будет выглядеть следующим образом:

$$F_i = F_k \cup F_{k+1}, \quad (5)$$

где F_k, F_{k+1} - функции движения k -ой и $(k+1)$ -ой сборочных компонент, составляющих i -ую промежуточную сборочную компоненту.

Блок технологического воздействия имеет орудие воздействия, которое непосредственно осуществляет соединение деталей, и естественно орудие воздействия должно функционировать в соответствии с определенным законом движения, который будет описывать кинематику функционирования орудия воздействия. Кинематическое движение орудия воздей-

вия i -го блока технологического воздействия будет описываться аналогично выражениям (1) и (2).

Для m -го орудия воздействия i -го блока технологического воздействия можно записать следующие выражения:

$$F_m^{STB} = (f_{x_m}(t), f_{x'_m}(t), f_{y_m}(t), f_{y'_m}(t), f_{z_m}(t), f_{z'_m}(t), f_{a_m}(t), f_{a'_m}(t), f_{b_m}(t), f_{b'_m}(t), f_{c_m}(t), f_{c'_m}(t)), \quad (6)$$

$$F_m^{STB}(t) = f_{x_m}(t) \wedge f_{x'_m}(t) \wedge f_{y_m}(t) \wedge f_{y'_m}(t) \wedge f_{z_m}(t) \wedge f_{z'_m}(t) \wedge f_{a_m}(t) \wedge f_{a'_m}(t) \wedge f_{b_m}(t) \wedge f_{b'_m}(t) \wedge f_{c_m}(t) \wedge f_{c'_m}(t) \quad (7)$$

где $f_{x_m}(t)$, $f_{x'_m}(t)$, $f_{y_m}(t)$, $f_{y'_m}(t)$, $f_{z_m}(t)$, $f_{z'_m}(t)$, $f_{a_m}(t)$, $f_{a'_m}(t)$, $f_{b_m}(t)$, $f_{b'_m}(t)$, $f_{c_m}(t)$, $f_{c'_m}(t)$ движения m -го блока технологического воздействия относительно каждой из осей декартовой системы координат.

Вспомогательный блок технологического воздействия, как и блок технологического воздействия, имеет орудие воздействия, кинематика движения которого будет описываться аналогично кинематике орудия блока технологического воздействия:

$$F_j^{BETB} = (f_{x_j}(t), f_{x'_j}(t), f_{y_j}(t), f_{y'_j}(t), f_{z_j}(t), f_{z'_j}(t), f_{a_j}(t), f_{a'_j}(t), f_{b_j}(t), f_{b'_j}(t), f_{c_j}(t), f_{c'_j}(t)); \quad (8)$$

$$F_j^{BETB}(t) = f_{x_j}(t) \wedge f_{x'_j}(t) \wedge f_{y_j}(t) \wedge f_{y'_j}(t) \wedge f_{z_j}(t) \wedge f_{z'_j}(t) \wedge f_{a_j}(t) \wedge f_{a'_j}(t) \wedge f_{b_j}(t) \wedge f_{b'_j}(t) \wedge f_{c_j}(t) \wedge f_{c'_j}(t), \quad (9)$$

где $f_{x_j}(t)$, $f_{x'_j}(t)$, $f_{y_j}(t)$, $f_{y'_j}(t)$, $f_{z_j}(t)$, $f_{z'_j}(t)$, $f_{a_j}(t)$, $f_{a'_j}(t)$, $f_{b_j}(t)$, $f_{b'_j}(t)$, $f_{c_j}(t)$, $f_{c'_j}(t)$ - функции движения j -го вспомогательного блока технологического воздействия относительно каждой из осей декартовой системы координат.

Очевидно, что множества (3), (4), (6), (8) должны пересекаться в момент времени t и это позволит получить общую картину кинематики i -го блока технологического воздействия n -го сборочного технологического модуля. Все полученные выражения представим в виде двух систем, одна описывает кинематику на основании теории множеств, другая на основании алгебры логики.

Система выражений, описывающая кинематику функционирования i -го блока технологического воздействия n -го сборочного технологического модуля на основании теории множеств, будет выглядеть следующим образом:

$$F_1 = (f_{x_1}(t), f_{x'_1}(t), f_{y_1}(t), f_{y'_1}(t), f_{z_1}(t), f_{z'_1}(t), f_{a_1}(t), f_{a'_1}(t), f_{b_1}(t), f_{b'_1}(t), f_{c_1}(t), f_{c'_1}(t));$$

$$F_k = (f_{x_k}(t), f_{x'_k}(t), f_{y_k}(t), f_{y'_k}(t), f_{z_k}(t), f_{z'_k}(t), f_{a_k}(t), f_{a'_k}(t), f_{b_k}(t), f_{b'_k}(t), f_{c_k}(t), f_{c'_k}(t));$$

$$F_{k+1} = (f_{x_{k+1}}(t), f_{x'_{k+1}}(t), f_{y_{k+1}}(t), f_{y'_{k+1}}(t), f_{z_{k+1}}(t), f_{z'_{k+1}}(t), f_{a_{k+1}}(t), f_{a'_{k+1}}(t), f_{b_{k+1}}(t), f_{b'_{k+1}}(t), f_{c_{k+1}}(t), f_{c'_{k+1}}(t));$$

$$F_m^{STB} = (f_{x_m}(t), f_{x'_m}(t), f_{y_m}(t), f_{y'_m}(t), f_{z_m}(t), f_{z'_m}(t), f_{a_m}(t), f_{a'_m}(t), f_{b_m}(t), f_{b'_m}(t), f_{c_m}(t), f_{c'_m}(t));$$

$$F_j^{BETB} = (f_{x_j}(t), f_{x'_j}(t), f_{y_j}(t), f_{y'_j}(t), f_{z_j}(t), f_{z'_j}(t), f_{a_j}(t), f_{a'_j}(t), f_{b_j}(t), f_{b'_j}(t), f_{c_j}(t), f_{c'_j}(t)).$$

Система выражений, описывающая кинематику функционирования i -го блока технологического воздействия n -го сборочного технологического модуля на основании алгебры логики:

$$F_1 = f_{x_1}(t) \wedge f_{x'_1}(t) \wedge f_{y_1}(t) \wedge f_{y'_1}(t) \wedge f_{z_1}(t) \wedge f_{z'_1}(t) \wedge f_{a_1}(t) \wedge f_{a'_1}(t) \wedge f_{b_1}(t) \wedge f_{b'_1}(t) \wedge f_{c_1}(t) \wedge f_{c'_1}(t);$$

$$F_k = f_{x_k}(t) \wedge f_{x'_k}(t) \wedge f_{y_k}(t) \wedge f_{y'_k}(t) \wedge f_{z_k}(t) \wedge f_{z'_k}(t) \wedge f_{a_k}(t) \wedge f_{a'_k}(t) \wedge f_{b_k}(t) \wedge f_{b'_k}(t) \wedge f_{c_k}(t) \wedge f_{c'_k}(t);$$

$$F_{k+1} = f_{x_{k+1}}(t) \wedge f_{x'_{k+1}}(t) \wedge f_{y_{k+1}}(t) \wedge f_{y'_{k+1}}(t) \wedge f_{z_{k+1}}(t) \wedge f_{z'_{k+1}}(t) \wedge f_{a_{k+1}}(t) \wedge f_{a'_{k+1}}(t) \wedge f_{b_{k+1}}(t) \wedge f_{b'_{k+1}}(t) \wedge f_{c_{k+1}}(t) \wedge f_{c'_{k+1}}(t);$$

$$F_m^{STB} = f_{x_m}(t) \wedge f_{x'_m}(t) \wedge f_{y_m}(t) \wedge f_{y'_m}(t) \wedge f_{z_m}(t) \wedge f_{z'_m}(t) \wedge f_{a_m}(t) \wedge f_{a'_m}(t) \wedge f_{b_m}(t) \wedge f_{b'_m}(t) \wedge f_{c_m}(t) \wedge f_{c'_m}(t);$$

$$F_j^{BETB} = f_{x_j}(t) \wedge f_{x'_j}(t) \wedge f_{y_j}(t) \wedge f_{y'_j}(t) \wedge f_{z_j}(t) \wedge f_{z'_j}(t) \wedge f_{a_j}(t) \wedge f_{a'_j}(t) \wedge f_{b_j}(t) \wedge f_{b'_j}(t) \wedge f_{c_j}(t) \wedge f_{c'_j}(t).$$

Общее выражение кинематики функционирования i -го блока технологического воздействия n -го технологического сборочного модуля имеет вид:

$$\mathfrak{Z} = F_1(t) \cup \dots \cup F_k(t) \cup F_{k+1}(t) \cup F_1^{STB}(t) \cup \dots \cup F_m^{STB}(t) \cup F_1^{BETB}(t) \cup \dots \cup F_j^{BETB}(t),$$

где $F_i(t)$ - функция движения i -ой промежуточной сборочной компоненты;

$F_i^{BTB}(t)$ - функция движения i -го блока технологического воздействия;

$F_j^{BBTB}(t)$ - функция движения j -го вспомогательного блока технологического воздействия.

Таким образом, разработанная универсальная кинематическая модель функционирования автоматического технологического сборочного модуля позволяет получить любую требуемую кинематику движения сборочных компонент как и функционирования блоков технологического воздействия и вспомогательных блоков технологического воздействия. Это необходимо при проектировании автоматических технологических сборочных систем непрерывного действия.

Список литературы: 1. Михайлов А. Н. Разработка методов проектирования высокоскоростных поточно-пространственных технологических систем: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. - Харьков, 1991. - 22 с.

ОЦЕНКА ФАЗ РАБОТЫ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Калински В., Войнаровски Ю.

(Силезская Политехника, г. Гливице, Польша)

Введение. Одной из важнейших экологических проблем эксплуатации является оценка степени воздействия вибрации на организм операторов машин [1]. Башенные, мостовые, козловые краны и другие строительные и транспортные машины в процессе эксплуатации нагружены переменными силами, особенно при тормозных, пусковых, стопорных и др. режимах работы. Это приводит к прерывистому характеру движения, изменению конфигурации отдельных элементов и к перераспределению внешних нагрузок. В результате возникают колебания с переменными составляющими спектра. В работе [2] представлена методика оценки вибрации рабочего места оператора, для пользования которой необходимо знать коэффициенты, характеризующие работу исследуемой машины. Эти коэффициенты можно определить только в результате обработки экспериментальных данных, полученных с помощью специальных приборов для исследования и анализа фаз работы машин.

Прибор для исследования фаз работы машин. Во время эксплуатации мостового крана можно выделить основные режимы работы отдельных его механизмов как: подъем - опускание груза (П), передвижение моста (М),

перемещение тележки (Т). Соответственно режимы совместной работы механизмов могут быть обозначены как: П+М, П+Т, М+Т, П+М+Т итд. Кроме этого, каждый режим можно рассматривать в двух состояниях: работа с грузом и без груза.

Для регистрации продолжительности фаз работы механизмов обычно применяют многоканальные самописцы. В случае применения стандартных самопишущих приборов для исследования, например, мостового крана, приходится обрабатывать большое количество информации, т.к. одновременно производится запись на 7-8 каналах. Для повышения эффективности и скорости обработки информации целесообразно использовать современные компьютерные технологии. С этой целью был создан специальный самопишущий прибор К-5 со встроенным компьютером, предназначенный для регистрации состояния до пяти механизмов рабочей машины, в

том числе, отдельный канал для регистрации состояния наличия рабочей нагрузки [3].

С целью регистрации и обработки данных в памяти компьютера установлена система Turbo Vision фирмы Borland на базе алгоритмического языка C++.

Специально разработанная программа позволяет на основе обработки режимов системных прерываний компьютера определить время работы одновременно работающих механизмов с точностью до 0,05 сек. Программа использует внутреннюю проце-

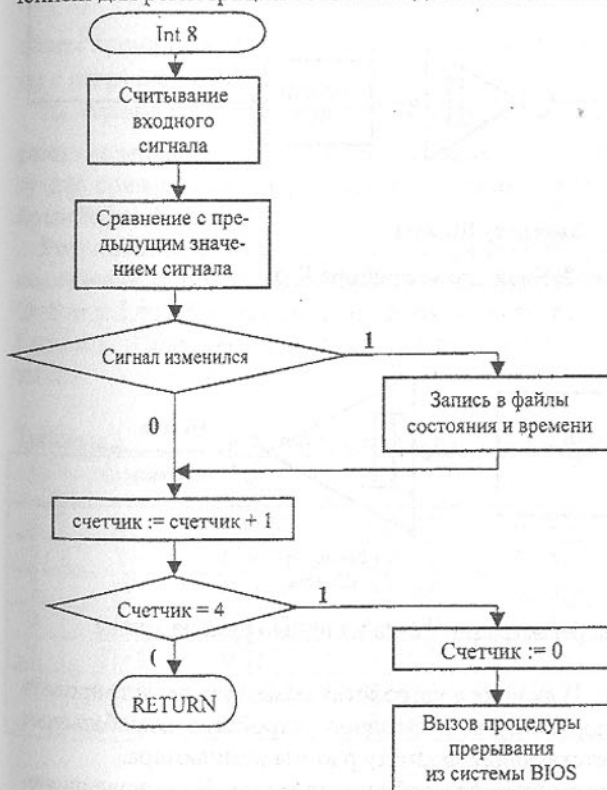


Рис. 1. Алгоритм использования процедуры прерывания

дуру компьютера Int8 обработки прерываний в реальном времени (рис. 1). На основании полученной информации в программе определяется суммарное время и коэффициенты долевого участия работы механизмов с возможностью построения столбчатых гистограмм.

Прибор К-5 состоит из пятиканального устройства и персонального компьютера (типа Notebook). Входное устройство (рис. 2) позволяет вводить сигнал следующих стандартов: 0-24 в постоянного тока, 0-220/380 в переменного тока. Кроме того имеется свободный разъем для подключения внешнего источника питания.

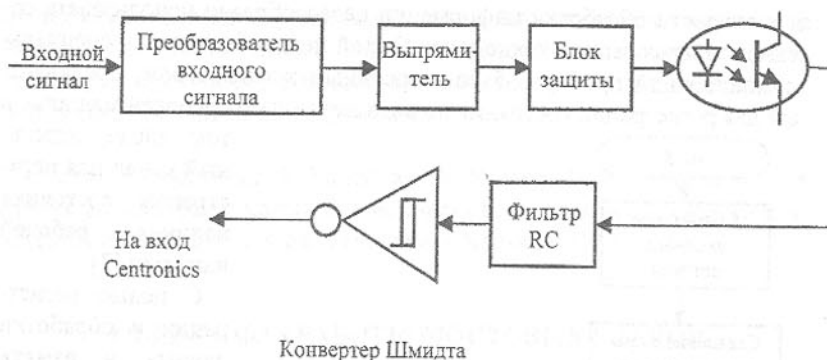


Рис. 2. Блок-схема прибора К-5

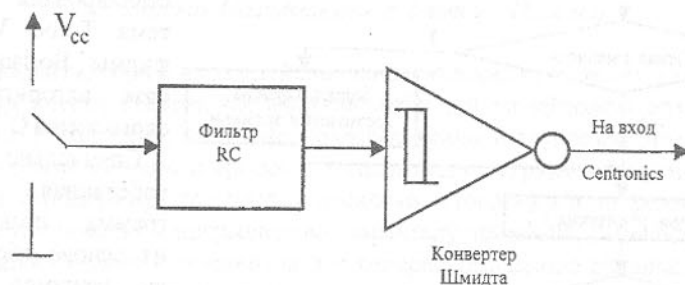


Рис. 3. Блок-схема регистрации факта наличия груза на крюке

Отдельный канал (рис. 3) входного устройства позволяет регистрировать факт работы машины под нагрузкой. Входное устройство вырабатывает выходной сигнал, соответствующий формату работы компьютера.

Определение коэффициентов фаз работы машины. На основе значений зарегистрированных величин времени работы машины в отдельных фазах f вычисляется суммарное время работы в разных состояниях: с нагрузкой и без нагрузки

$$t_f = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n t'_{fik} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n t''_{fik}, \quad (1)$$

где: i – индекс включения (выключения) механизма, k – индекс фазы работы.

Коэффициенты долевого участия g_f для каждой фазы работы машины определяется следующим образом

$$g_f = w_f = \frac{t'_f}{T} = \frac{t'_f}{T} + \frac{t''_f}{T} = w'_f + w''_f, \quad (2)$$

или

$$w_f = w_f l' + w_f l'', \quad (3)$$

где: t'_f – время работы с нагрузкой, t''_f – время работы без нагрузки, T – общее время работы машины, l' , l'' – коэффициенты разделения фаз работы с нагрузкой и без.

На основе полученных значений коэффициентов g_f вычисляется ускорение колебаний рабочего места оператора [1] которое принимается за базу для сравнения с допустимыми значениями ускорения колебаний в направлениях X, Y, Z.

Результаты. В качестве примера определения фаз работы машины был исследован с помощью описанного прибора монтажный мостовой кран $Q=5$ т и $L=12,5$ м на заводе по производству мостовых кранов GZUT в г. Гливице (Польша). Значения коэффициентов фаз работы приведены в табл.1.

Таблица 1 Коэффициенты фаз работы крана $Q=5$ т, $L=12,5$ м

№	Фаза	w'_f	w''_f	l'	l''	g_f
1	М	0,0807	0,2427	0,2495	0,7505	0,3234
2	Т	0,0622	0,0531	0,5395	0,4605	0,1153
3	П	0,2004	0,2166	0,4806	0,5194	0,4170
4	М+Т	0,0227	0,0199	0,5329	0,4671	0,0426
5	П+Т	0,0177	0,0227	0,4381	0,5619	0,0404
6	М+П	0,0117	0,0432	0,2131	0,7869	0,0549
7	М+Т+П	0,0012	0,0058	0,1714	0,8286	0,0070

На рис. 4 представлены гистограммы относительного числа включения механизмов для фаз М (рис. 4а) и П (рис. 4б). Так, для гистограммы на рис. 4а, относительное количество включений механизма передвижения моста с продолжительностью работы,

например 2 – 3 сек, составляет 16% общего числа включений механизма.

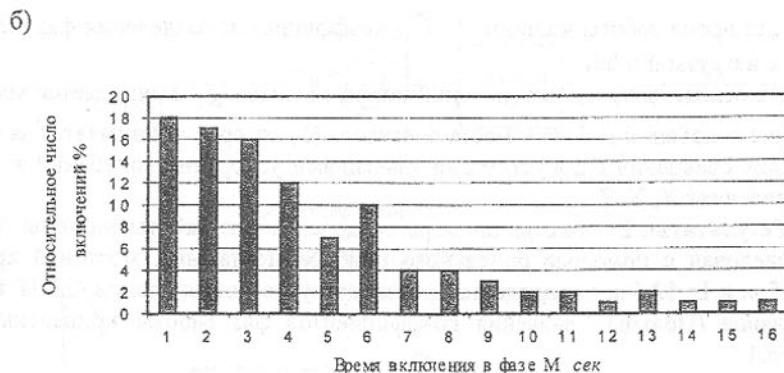
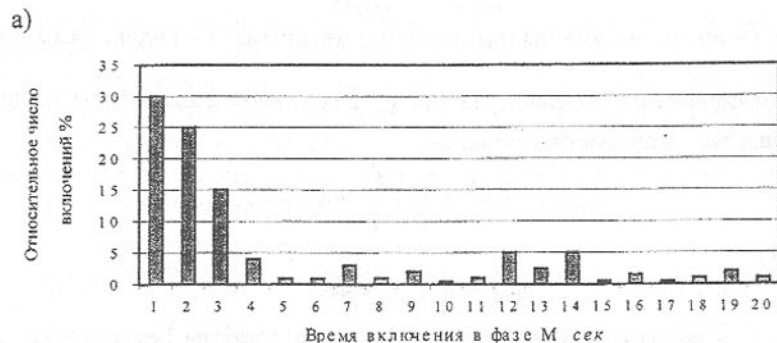


Рис. 4. Гистограммы относительного количества включений механизмов: а) передвижения моста, б) перемещения тележки

Из анализа полученных гистограмм следует, что кратковременные включения механизмов являются наиболее частыми режимами работы. Эти режимы являются источником возбуждения колебаний системы. Определенное сочетание частот этих колебаний, возбужденных разными механизмами, может привести к вредным воздействиям на организм оператора. Для исключения опасных последствий этих явлений необходимо внести соответствующие изменения в систему управления механизмами. Эти технические решения разрабатываются авторами статьи в Силезской политехнике.

Список литературы: 1. Griffin M. J.: Vertical vibration of seated subjects. Effects of posture, vibration level and frequency. // Aviat. Space Environ. Med. 1975,46, pp. 269-276. 2. Войнаровский Ю., Калинский В.: Методика оценки

вибрации рабочего места оператора мостового крана. // Прогрессивные технологии машиностроения и современность.-Донецк: ДонГТУ.-1997.-С. 50-51. 3. Wojnarowski J., Kaliński W., Kulisz J.: Wielokanałowy rejestrator do monitorowania faz działania maszyn roboczych na bazie komputera IBM PC. // XI Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych.- Gliwice-Zakopane.- 1998.-II t.-С. 413-420.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПРИ РАЗРАБОТКЕ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ

Коваленко В.И., Сахби Сантур (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

При разработке сложных систем, таких, как гидравлических устройств, эффективным является моделирование рабочего процесса. Подобные устройства ударного действия обладают целым рядом существенных преимуществ по сравнению с аналогичными пневматическими устройствами, в частности, более высоким КПД, возможностью использования на предприятиях, не имеющих источника сжатого воздуха. Рабочей жидкостью для большинства гидравлических устройств являются масла или водомасляные эмульсии.

В Донецком государственном техническом университете разработано гидроударное устройство[1], использующее в качестве рабочей жидкости техническую воду. Это обстоятельство позволяет использовать такие устройства в технологическом процессе изготовления деталей, в частности, для разбивки кокилей под водой, что позволяет решать экологические проблемы (уменьшение шума, отсутствие пыли).

Моделирование рабочего процесса гидроударных устройств позволяет уже на стадии их проектирования выявлять закономерности рабочего процесса, оптимизировать основные параметры и на этой основе разрабатывать совершенные конструкции ударников.

При разработке математической модели были приняты следующие допущения: а) поршневой насос выдает постоянный по времени расход жидкости; б) рабочая жидкость считается несжимаемой; в) режим течения рабочей жидкости в соединительных трубопроводах является турбулентным; г) тепловой режим рабочей жидкости - установившийся, а температура и вязкость жидкости - постоянные; д) изменение состояния сжатого воздуха в пневматической части гидропневмоаккумулятора (ГПА) является адиабатным; е) управляющий клапан перебрасывается мгновенно из одного крайнего положения в другое; и) боек гидроударника рассматривается как тело с сосредоточенной массой; к) время соударения бойка с

ваний получим значение текущего расхода жидкости для начального сечения ГПА:

$$Q_T = -\frac{1}{K} \cdot \frac{W_T^{k+1}}{p_H \cdot W_H^k} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (14)$$

Принимая, что управляющий орган устройства срабатывает мгновенно, граничные условия для конечного сечения снапорного трубопровода определяются работой гидроударного устройства и учитываются при имитационном моделировании.

Запишем уравнение движения бойка применительно к обозначениям, принятым на рис.1, (то есть $p_{np} = p_A$, $p_{об} = p_2$, $S_{np} = S_3$, $S_{об} = S_2$) и учитывая, что $a = dV/dt$:

$$m (dv / dt) = p_2 S_2 - p_A S_3 - F_{тр}, \quad (15)$$

где $F_{тр}$ - сила трения в местах контакта бойка с уплотнительными элементами устройства.

Для решения этого дифференциального уравнения использован метод имитационного моделирования. Аналитическое решение уравнения является затруднительным, так как это дифференциальное уравнение второго порядка нелинейно, а анализируемые процессы - нестационарны.

При движении бойка со скоростью V расход жидкости, поступающий в камеру обратного хода, равен $Q_2 = VS_2$. Тогда: $V_2 = Q_2 / S_2$ и

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{S_2} \cdot \frac{dQ_2}{dt} \quad (16)$$

Преобразуем дифференциальное уравнение

$$\frac{m}{S_2} \cdot \frac{dQ_2}{dt} = p_B S_2 - \rho g a_{кз} Q_2 |Q_2| S_2 - p_A S_3 - F_{тр}. \quad (17)$$

Обозначим: $A_1 = m/S_2$; $A_2 = p_B S_2 - p_A S_3 - F_{тр}$; $A_3 = \rho g a_{кз} S_2$. Тогда уравнение (17) запишется в виде

$$A_1 (dQ_2 / dt) = A_2 - A_3 Q_2 |Q_2|. \quad (18)$$

Для решения полученного дифференциального уравнения используем непрямой метод Эйлера [6]:

$$A_1 (Q_2 - Q_2') = A_2 \Delta t - A_3 \Delta t Q_2 |Q_2|, \quad (19)$$

где $-Q_2'$ - предыдущее значение величины Q_2 (его значение на предыдущем шаге);

Δt - интервал времени между шагами.

После преобразования полученного выражения получим:

$$Q_2 = \text{Sign}(\Sigma \alpha) \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_3 \cdot \Delta t \cdot \Sigma \alpha}}{2A_3 \cdot \Delta t}, \quad (20)$$

где $\Sigma \alpha = A_2 \Delta t + A_1 Q_2'$.

После определения расхода Q_2 для каждого момента времени, используя вышеприведенные зависимости, определяют величины Q_1 , W_B , p_B , V , Q_3 , W_A и p_A . Затем определяют координату положения бойка на новом шаге решения задачи ($x = x + V \Delta t$), после чего цикл вычислений повторяют.

Для установления степени влияния различных исходных параметров на выходные характеристики устройства и определения их оптимальных значений было произведено моделирование рабочего процесса на ЭВМ. Моделирование выполнено до изготовления гидроударного устройства и позволило сэкономить значительные средства, которые были бы необходимы для экспериментального исследования различных вариантов устройства с целью определения оптимального. В процессе моделирования был составлен алгоритм имитационной модели и на его основе разработана программа моделирования на ЭВМ, реализованная на языке BASIC.

Описанная выше методика позволяет получить достоверные, близкие к реальным, показатели рабочего процесса и на этой основе выполнить оптимизацию параметров рабочего процесса с целью разработки гидроударника с заданными энерго-частотными характеристиками.

Список литературы: 1. А.с. 1645493. Гидравлическое устройство ударного действия / Г.М. Тимошенко, В.И. Коваленко, С.А. Селивра, А.Ф. Яценко, А.А. Селивра. // Бюл. Изобр. № 16. - 1991. 2. Селивра С.А. Разработка гидравлических устройств ударного действия для разрушения горных пород. Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. 05.05.06. - Донецк, 1986. 24 с. 3. Устименко Т.А. Обоснование структуры и выбор оптимальных параметров гидравлических отбойных молотков. Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. 05.05.06. - Донецк, 1990. 24 с. 4. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. - М.: Энергоиздат, 1981. - 248 с. 5. Тимошенко Г.М. Исследование системы энергетического водоснабжения шахт с целью повышения эффективности и выбора технологической схемы автоматизации. Автореферат дисс. ... доктора техн. наук. - Донецк, 1968. - 24 с. 6. Калиткин Н.Н. Численные методы: учебное пособие для вузов / Под ред. А.А. Самарского. - М.: Наука. 1978 - 512с.

ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ТЕРМОФРИКЦИОННОГО РЕЗАНИЯ И СТОЙКОСТЬ РЕЖУЩЕГО ДИСКА

Кривобоков В.А. (ВУГУ, г. Луганск, Украина)

В технологии машиностроения ведущее место занимают процессы обработки металлов резанием. Существующие методы обработки не позво-

ляют получить высокую производительность, особенно при обработке труднообрабатываемых материалов, прочностные свойства которых необходимы при создании новых машин.

Наиболее эффективно применение комбинированных методов обработки. Один из таких методов — нагрев зоны резания за счет сил трения. Эффективность процесса повышается применением инструментов с круглой перемещающейся режущей кромкой, которые имеют ряд достоинств: постоянно обновляется контактная поверхность инструмента; допускается снятие больших припусков при черновой обработке; экономятся дорогостоящие инструментальные материалы; зона резания нагревается простейшим видом нагрева — трением, не требующим централизованного выпуска инструмента, который затачивается непосредственно на станке.

Термофрикционная обработка режущими дисками является одним из способов резания металлов касательным движением лезвия вращающегося инструмента с круговой (криволинейной) режущей кромкой. Принципиальная кинематическая схема термофрикционной обработки плоскости определяется совокупностью относительных движений инструмента и заготовки. Режущий диск вращается с окружной скоростью V_d до 75 м/с. При соприкосновении диска с обрабатываемой поверхностью заготовки выделяется значительное количество теплоты, в результате чего металл разогревается по длине контакта с режущим диском. При продольном перемещении заготовки происходит процесс пластического деформирования разогретого металла с отделением сливной стружки.

Процесс стружкообразования при термофрикционной обработке металлов резанием аналогичен обработке строганием. Отличие заключается в том, что передняя поверхность инструмента на плоская, а криволинейная (поверхность диска значительного диаметра). В рассматриваемом процессе движение резания — перемещение заготовки. Скорость этого перемещения — скорость резания V_p , которая ограничивается физико-механическими свойствами обрабатываемого металла, толщиной срезаемого слоя и шириной обработки.

С целью уменьшения износа задней поверхности инструмента резание необходимо производить ограниченным участком сплошного кругового лезвия. Для этого ось вращения режущего диска устанавливается под углом $\Theta = 90^\circ - \alpha_r$ к обрабатываемой поверхности (рис. 1) [1]. При такой установке круговая режущая кромка проецируется на вертикальную плоскость в виде эллипса. При этом фактический радиус активной части лезвия диска будет больше его радиуса в статике. Целесообразность установки режущего диска под углом подтверждают исследования С. С. Рудника, установившего, что фреза быстрее изнашивается по задней поверхности при трении о металл без снятия стружки.

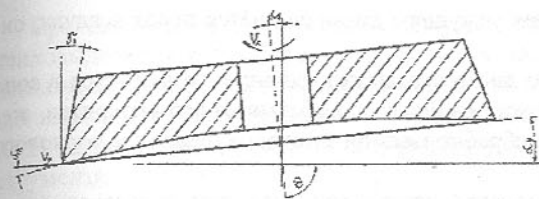


Рис. 1. Установка режущего диска относительно обрабатываемой плоскости

рабочего элемента, геометрии заготовки, соотношения диаметра диска и ширины обрабатываемой заготовки. Кроме того, кинематические углы в данном случае не являются постоянными по длине режущей кромки. Кинематические передний (γ_k) и задний (α_k) углы связаны с направлением скорости результирующего движения резания.

Угол γ_k определяется для каждой точки лезвия режущего диска в секущей плоскости схода стружки между передней поверхностью лезвия и кинематической основной плоскостью

Угол α_k определяется в рабочей плоскости между задней поверхностью лезвия и направлением скорости движения резания V_p [2].

Анализ геометрии режущих дисков показывает, что кинематические углы режущей части переменны по длине ее кромки и отличаются от соответствующих углов, полученных заточкой инструмента. Передние углы γ_k уменьшаются в направлении от начальной точки контакта режущей кромки с заготовкой к конечной точке, а задние углы α_k в этом направлении увеличиваются.

Таким образом, при работе режущего диска по схеме, показанной на рис. 1, оптимальной формой режущего инструмента, с точки зрения обеспечения его кинематической геометрии, является вариант, когда режущая кромка образована пересечением двух прямых конусов с общим основанием.

С увеличением угла установки α_r при постоянных углах заточки режущей части кинематические передние углы γ_k режущего диска уменьшаются, а задние α_k — возрастают. Проведенные исследования также показывают, что изменение скорости главного движения резания V_p и скорости вращения режущего диска V_d практически не оказывают влияния на действительную геометрию инструмента.

Режущий диск имеет достаточно высокую стойкость по сравнению с обычным лезвийным инструментом, так как он имеет диаметр 450...500 мм, а участок режущей кромки, находящийся в непосредственном контакте с обрабатываемой поверхностью, постоянно обновляется. Кроме того, при

Действительные геометрические параметры режущего диска не тождественны параметрам лезвия, полученным заточкой, и зависят от элементов режима резания, относительной скорости вращательного движения

большой скорости вращения режущего диска создаётся поток воздуха, охлаждающий его [3].

На стойкость режущего диска оказывают влияние: температура в зоне резания, физико-механические свойства обрабатываемого материала, жесткость крепления диска и обрабатываемой заготовки, величина торцового биения и режимы резания.

При проведении исследований установлены два вида износа: увеличение радиуса округления режущего лезвия и налипание на переднюю поверхность диска частиц обрабатываемого материала. При снятии малых припусков (0,5...1 мм) наблюдалось увеличение радиуса округления r режущего лезвия диска с пластическим его деформированием. На рис. 2 приведено изменение радиуса вершины режущего клина диска во времени. В начальный период работы наблюдается увеличение радиуса вершины r режущего клина от 0,2 до 0,4 мм. Затем наступает период, когда значительное изменение радиуса не наблюдается. Явление формоизменения режущего клина при снятии малых объемов припуска объясняется тем, что в этом случае площади касания невелики, что уменьшает теплоотвод в заготовку и инструмент из зоны резания. Под действием высокой температуры трения и усилий резания происходит размягчение металла режущего клина диска и его пластическое деформирование.

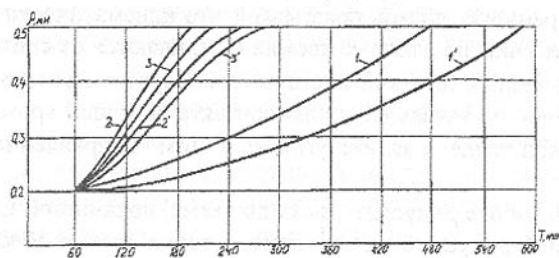


Рис. 2. Износостойкость режущего диска:

- 1, 1' — сталь 45; 2, 2' — сталь 95X18; 3, 3' — ЭИ617;
1, 2, 3 — при существующей схеме установки диска;
1', 2', 3' — при принятой схеме установки диска

вия, при котором необходима заточка, принимается в пределах 0,4...0,5 мм. Это объясняется тем, что при резании с большим радиусом наблюдается снижение качества обработанной поверхности (повышение шероховатости, затягивание срезаемого слоя на обработанную поверхность), появление вибраций, увеличение составляющих силы резания и расхода мощности.

При снятии припусков 2...3 мм наблюдается постепенное увеличение радиуса вершины режущего клина, однако это происходит в течение более длительного периода времени.

Допустимый износ режущего диска по радиусу округления режущего лезвия

При длительной эксплуатации режущих дисков вследствие высокого тепловыделения в зоне трения и удельных давлений, обусловленных режимами обработки, на передней поверхности дисков наблюдается появление цветов побежалости, возникновение и развитие процесса схватывания по большим площадям контакта деформируемого металла с металлом инструмента.

На процесс возникновения и развития явлений схватывания влияют следующие факторы: скорость скольжения инструмента по деформируемому металлу, давление металла заготовки на инструмент, вибрации, температура, условия теплоотвода, свойства металлов, составляющих контактную пару. Схватывание, в основном, является процессом образования металлических связей между сопряженными поверхностями за счет сваривания трущихся пар по микронеровностям с последующим вырывом или микросрезом по сваренным участкам.

Если механические свойства и температура плавления обрабатываемого металла ниже, чем у материала режущего диска, то процесс изнашивания происходит путем налипания оплавленных частиц обрабатываемого металла.

При температуре в зоне резания, близкой к температуре плавления, возникают интенсивные пластические деформации, что приводит к образованию локальных очагов оплавления. Вследствие адгезионного схватывания могут происходить вырывы на передней поверхности режущего диска.

Таким образом, износ передней поверхности режущего диска при высокоскоростном трении обусловлен потерей механических свойств нагретых и оплавленных частиц обрабатываемого металла. При правильном назначении режимов резания и выборе материалов контактирующих пар трения инструмент-заготовка режущий диск может сохранять режущие свойства без переточки при обработке заготовок из стали 45 и чугуна СЧ30 около 450 минут, а при обработке стали 95X18 и сплава ЭИ617 — 240 минут.

Как показали результаты исследований, установка режущего диска под углом к обрабатываемой поверхности позволяет повысить его стойкость на 20...30 %. Передний угол γ , и задний угол α , влияют на стойкость режущего диска и процесс стружкообразования, не оказывая прямого геометрического влияния на шероховатость обработанной поверхности.

Высокая стойкость режущих дисков обуславливает перспективность термофрикционного резания на черновых операциях обработки и обеспечивает повышение производительности процесса по сравнению с традиционными методами обработки металлов резанием.

Список литературы: 1. Зарубицкий Е.У., Покинтелица Н.И., Кривобоков В.А. Способ обработки резанием поверхностей. Заявка № 97105201 от 24.10.97 г., положит. решение от 10.12.98 г. 2. Зарубицкий Е.У., Покинтелица Н.И., Костина Т.П., Плахотник В.А. Определение длины контакта стружки с передней поверхностью инструмента при термофрикционном резании // Физические процессы при резании металлов.- Волгоград: ВолгТУ, 1994. С. 10-12. 3. Кривобоков В.А. Износ и стойкость режущего инструмента // Экотехнология и ресурсосбережение.-1998.-№1.С.70-71.

АЛГОРИТМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СБОРНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ЗЕНКЕРОВ

Малышко И.А., Сурженко А.Н. (ДГТУ, г. Донецк, Украина)

Современные тенденции проектирования зенкеров направлены на создание сборной, легко переналаживаемой, в зависимости от параметров отверстия обрабатываемой детали и модели станка, конструкции инструмента.

Для формулирования общих принципов проектирования сборных зенкеров разработана структура модели их проектирования.

Структура модели проектирования сборных зенкеров базируется на основе следующих положений:

- конструктивные параметры инструмента определяются рабочими процессами, протекающими в технологической системе, где он функционирует;

- структура модели проектирования определяется конечной целью - экономия дорогостоящих инструментальных материалов, на основе минимизации размеров пластины и узла крепления. Она также включает этап проектирования и синтеза конструкции сборного зенкера.

Структурная схема проектирования сборного зенкера (рис. 1) включает два этапа. На первом этапе проектирования составляется прогноз на ожидаемую конструкцию сборного зенкера. Однако окончательное решение о конструктивном исполнении режущей части инструмента, ее параметрах принимается после выполнения второго этапа, то есть аналитического проектирования.

В процессе реализации первого этапа проектирования устанавливается:

- материал режущей части зенкера;
- диаметр и длина режущей части;
- тип исполнения корпуса инструмента;

- геометрия режущей части;
- число зубьев;
- форма и размеры режущей пластины
- конструкция узла крепления режущей пластины;
- параметры крепежной части инструмента.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СБОРНОГО ЗЕНКЕРА (СЗ)

Этап 1. Проектирование основных конструктивных параметров СЗ

1.1. Исходные данные

1.1.1 диаметр отверстия	1.1.2 диаметр отверстия до обработки	1.1.3 длина ступени отверстия
-------------------------	--------------------------------------	-------------------------------

1.2. Выбор и определение конструктивных параметров инструмента

1.2.1 определение диаметра и длины насадного зенкера	1.2.4 выбор числа зубьев зенкера
1.2.2 выбор формы режущей пластины	1.2.5 определение вида стружечной канавки
1.2.3 выбор конструктивного исполнения узла крепления	1.2.6 определение параметров оправки

Этап 2. Аналитическое проектирование и синтез СЗ

2.1. Исходные данные

2.1.1 геометрия режущей части	2.1.3 параметры узла крепления
2.1.2 параметры режущей пластины	2.1.4 режимы зенкерования

2.2. Определение лимитирующей толщины режущей пластины СЗ

2.3. Определение сил закрепления режущей пластины

2.4. Определение угла наклона стружечной канавки

Рис. 1. Структурная схема проектирования сборных зенкеров

Второй этап, этап аналитического проектирования, включает ряд алгоритмов, позволяющих рассчитать основные конструктивные параметры сборного зенкера и оптимизировать геометрические параметры режущей пластины и узла крепления инструмента. Основные этапы этих алгоритмов приведены ниже.

Определение диаметра сборного зенкера. Анализ показал, что диаметры зенкеров, независимо от их вида, подчинены ступенчатой арифметической прогрессии. Каждая ступень имеет свою разность прогрессии r_d , которая подчинена общему закону распределения диаметров:

$$\left. \begin{aligned} d_k &= d_{1(k)} + (k-1) \cdot \frac{r_d}{2}; \\ d_n &= d_{1(n)} + (n-1) \cdot \frac{r_d}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где d_k - член ряда арифметической прогрессии с нечетным порядковым номером;

d_n - член ряда арифметической прогрессии с четным порядковым номером;

$d_{1(k)}$ - первый член нечетного ряда;

$d_{1(n)}$ - первый член четного ряда;

k - нечетный номер члена ряда арифметической прогрессии;

n - четный номер члена ряда арифметической прогрессии.

Длина ступени сборного зенкера. Между диаметром зенкера и длиной ступени также наблюдается определенная закономерность. В зависимости от диаметра длина насадного инструмента определяется выражением вида:

$$\left. \begin{aligned} l_k &= \frac{d_{1(k)} + (k-1) \cdot \frac{r_d}{2}}{\frac{d_{1(k)}}{l_{1(k)}} + (k-1) \cdot \frac{r_{d/l}}{2}}; \\ l_n &= \frac{d_{1(n)} + (n-1) \cdot \frac{r_d}{2}}{\frac{d_{1(n)}}{l_{1(n)}} + (n-1) \cdot \frac{r_{d/l}}{2}}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $r_{d/l}$ - разность арифметической прогрессии, определяемая соотношением диаметра и длины зенкера.

Использование законов распределения диаметров и длин рабочей части позволяет рассчитать параметры как одномерных так и комбинированных зенкеров. Нечетный член ряда определяет диаметр зенкера для предвари-

тельной обработки отверстия под развертывание, четный - диаметр инструмента для окончательной обработки.

При составлении комбинаций диаметров, в конструкции сборного комбинированного зенкера, общим ограничивающим элементом выступает допустимая глубина зенкерования для данного диаметра. Так разность диаметров двух последовательно идущих ступеней не должна превышать $[2t_{\max}]$. Следовательно, диаметр последующей ступени можно определить исходя из диаметра предыдущей по зависимости вида

$$d_{n+1} = d_n + r_d \cdot k, \quad (3)$$

Глубина стружечной канавки. Минимальная глубина канавки определяется исходя из ширины сменной режущей пластины. Так ее минимально допустимое значение вычисляется по зависимости вида

$$h_{\kappa \min} = s - (0,5 \div 2) \text{ мм}, \quad (4)$$

где s - ширина режущей пластины.

В зависимости от размеров стружечной канавки, длины ступени зенкера и снимаемого припуска определяется допустимая глубина обрабатываемого отверстия.

Объем стружки, срезаемый одной ступенью зенкера, определяется припуском, диаметром зенкера и глубиной обрабатываемого отверстия

$$V_{\kappa \tau} = \pi \cdot t \cdot l_0 \cdot (d_3 - t), \quad (5)$$

где t - глубина зенкерования;

l_0 - глубина ступени отверстия;

d_3 - диаметр ступени зенкера.

Объем стружечной канавки определяется

$$V_{\kappa \kappa} = \frac{z \cdot l_3}{4} \cdot \left[\frac{\pi \cdot d_3^2}{360} \cdot \arcsin \frac{2 \cdot \sqrt{d_3 \cdot S_c - S_c^2}}{d_3} - \sqrt{d_3^3 \cdot S_c - 5 \cdot d_3^2 \cdot S_c^2 + 8 \cdot d_3 \cdot S_c^3 - 4 \cdot S_c^4} \right], \quad (6)$$

где z - число зубьев зенкера.

Зависимости (5) и (6), определяющие объем срезаемой стружки и объем стружечной канавки ступени зенкера, позволяют определить допускаемую глубину обрабатываемого ступенчатого отверстия с учетом коэффициента заполнения стружечной канавки k_c .

$$[l_0] = \frac{z \cdot l_3}{4 \cdot \pi \cdot t \cdot k_c \cdot (d_3 - t)} \cdot \left[\frac{\pi \cdot d_3^2}{360} \cdot \arcsin \left(\frac{2 \cdot \sqrt{d_3 \cdot S_c - S_c^2}}{d_3} \right) - \right. \\ \left. - \sqrt{d_3^3 \cdot S_c - 5 \cdot d_3^2 \cdot S_c^2 + 8 \cdot d_3 \cdot S_c^3 - 4 \cdot S_c^4} \right] \quad (7)$$

Угол подъема стружечной канавки зенкера. При выборе значения угла наклона стружечной канавки решаются две задачи. Первая - обеспечить оптимальный главный передний угол зенкера. Вторая - создать условия для гарантированного отвода стружки из обрабатываемого отверстия.

Значение угла ω , удовлетворяющего первому условию, определяется из выражения

$$\omega = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sin \varphi} \right) \quad (8)$$

Угол наклона винтовой канавки, удовлетворяющий второму требованию, определяется из выражения вида [1]:

$$\omega = \arctg \frac{1}{x} \quad (9)$$

$$\text{где } x_{1,2} = \frac{1 \pm \sqrt{1 + 4 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k \cdot \left[\frac{\omega_0^2 \cdot R \cdot \operatorname{tg} \varphi_c}{g \cdot \cos \mu} + \frac{\sin \mu \cdot \operatorname{tg} \varphi_c}{\cos \mu} - \operatorname{tg} \varphi_k \right]}}{-2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k},$$

где $\operatorname{tg} \varphi_k = f_k$ - коэффициент трения стружки о поверхность стружечной канавки;

$\operatorname{tg} \varphi_c = f_c$ - коэффициент трения стружки об обработанную поверхность отверстия;

R - радиус, на котором происходит контакт частицы стружки с обработанной поверхностью отверстия, то есть наружный радиус инструмента;

ω_0 - угловая скорость вращения инструмента;

μ - угол наклона оси зенкера относительно вертикальной оси, перпендикулярной поверхности земли;

g - ускорение свободного падения.

В случае, когда значения угла ω , удовлетворяющего первому условию, отлично от угла ω , удовлетворяющего второму условию, следует применить комбинированный подход в назначении угла наклона стружечной канавки. В зоне базирования режущей пластины угол ω принимается исходя из первого условия (зависимость (8)). Остальная часть стружечной канавки выполняется под углом ω , удовлетворяющим второму условию (зави-

мость (9)). Причем, угол наклона стружечной канавки в месте закрепления режущей пластины не должен превышать 12° .

При условии невозможности получить или изготовить угол ω , обеспечивающий гарантированное выведение стружки из зоны резания, его значение принимается $\omega = 12^\circ$.

Режущая пластина сборного зенкера. Форма и размеры режущей пластины зенкера определяются материалом обрабатываемой детали, геометрией инструмента и режимами резания. Решение о многоплоскостном формировании главной и вспомогательной задних поверхностях пластины принимается после выполнения анализа.

1) Используя зависимость (10) определяется толщина пластины, удовлетворяющая кинематическим требованиям

$$h = l \cdot \sin \beta, \quad (10)$$

$$\text{где } l = \frac{2 \cdot R^2 \cdot (R \cdot f_s - P_f \cdot \cos \alpha)}{R^2 \cdot \cos^2 \alpha - (R \cdot f_s - \cos \alpha \cdot P_f)^2},$$

где R - радиус окружности, по которой движется точка главной режущей кромки;

$$f_s = \sin \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \varphi;$$

$$P_f = \frac{S \cdot \operatorname{tg} \varphi}{2 \cdot \pi}.$$

2) Если численное значение толщины пластины, удовлетворяющей требованию беспрепятственного движения главной задней поверхности зенкера относительно поверхности резания, превышает требуемую толщину, для данных условий обработки, то необходимо применить двухплоскостную заточку главной задней поверхности инструмента. На небольшом участке длиной 0,6 - 1,5 мм задней поверхности, прилегающей к главной режущей кромке, длиной 0,6 - 1,5 мм, в зависимости от диаметра зенкера, принимается угол $\beta = 90^\circ - \left[\gamma + (8 \div 10^\circ) \right]$, а остальная часть главной задней поверхности пластины выполняется под углом $\beta_1 = 90^\circ - \left[\gamma + (15 \div 20^\circ) \right]$.

Аналогичные условия необходимо проверить при формировании вспомогательной задней поверхности. Толщина режущей пластины, с учетом вспомогательного заднего угла, определяется зависимостью

$$h_{1\max} = R \cdot \sin(2 \cdot \alpha_1) \cdot \cos \omega + f, \quad (11)$$

где f - ширина калибрующей ленточки.

Если, как и в предыдущем случае, это численное значение окажется больше требуемой для данных условий зенкерования толщины пластины,

то и вспомогательную режущую поверхность необходимо оформлять под несколькими углами.

Длина главной режущей кромки пластины определяется в зависимости от максимально рекомендуемой глубины зенкерования и главного угла в плане

$$l = \frac{1,5 \cdot t_{\max}}{\sin \varphi} \quad (12)$$

Для обеспечения прочности пластины, ослабленной центральным отверстием, минимально допустимая ширина ее определяется на основе данных [2]: $l \leq 6,9 \text{ мм}$ $s_{\min} = D_{o2} + 5$, при $l \leq 12,7 \text{ мм}$ $s_{\min} = D_{o2} + 6$, где D_{o2} - диаметр крепежного отверстия в режущей пластине.

Ширина режущей пластины зенкера, исходя из максимально рекомендуемой глубины зенкерования t , рассчитывается зависимостью

$$s = 1,5 \cdot t + l_2 \cdot \sin \tau. \quad (13)$$

Если расчетное значение ширины пластины s окажется меньше минимальной $s_{\min}$, то она принимается равной большему значению.

Таким образом, выполнение этапов, представленных в структурной схеме проектирования сборных зенкеров, позволяет разработать конструкцию инструмента с оптимальными геометрическими и конструктивными параметрами, обеспечивающими сокращение расхода инструментальных материалов в 1,5 - 2 раза, по сравнению с существующими составными конструкциями зенкеров.

Список литературы: 1. Малышко И.А., Киселева И.В. Модель движения стружки по винтовым канавкам осевых инструментов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. науч. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997. Вып. 4. С. 75 - 80. 2. Каталог инструментов фирмы Hertel 1990 (Германия), 1983. - 70 с.

ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИГЛОФРЕЗЕРОВАНИЯ ПРИ РЕМОНТНО-ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТАХ

Маслюков В.А. (БГТУ, Брянск, Россия)

Современные научные данные о природе и закономерностях износа позволяют утверждать, что наибольший износ рабочих поверхностей деталей машин происходит в период приработки. В этот период происходит формирование оптимальных параметров состояния поверхностного слоя сопряженных поверхностей. Формируются макро и микрогеометрические

параметры, структура поверхностного слоя, остаточные напряжения, поверхностная микротвердость, которые обеспечивают наименьшую скорость изнашивания в период нормального износа.

С точки зрения обеспечения минимального износа рабочих поверхностей деталей машин одной из основных задач, стоящих перед технологией, является получение требуемых параметров качества поверхностного слоя при изготовлении деталей. Но с достаточной степенью точности определить эти параметры на стадии проектирования не всегда удается. На процесс формирования этих параметров оказывают влияние ряд трудно учитываемых факторов, таких как влияние окружающей среды, переменные режимы работы, изменение режима смазывания и т.д. Поэтому основным методом снижения износа может быть принят комплекс ремонтно-восстановительных работ, позволяющий сохранить оптимальные параметры качества, сформировавшиеся в процессе эксплуатации.

Одной из основных проблем, возникающих при ремонтно-восстановительных работах, является сохранение естественно сформировавшегося в процессе приработки профиля рабочей поверхности. Решение этой задачи возможно при помощи упругих технологий. Сущность данных методов заключается в том, что упруго закрепленные режущие элементы при обработке поверхности снимают определенную величину припуска, но не изменяют исходный профиль поверхности.

Одной из таких упругих технологий является иглофрезерование. Пластическое деформирование и разрушение материала припуска с превращением его в стружку при иглофрезерной обработке отличается от процесса резания традиционными лезвийными инструментами воздействием на обрабатываемую поверхность большого количества режущих кромок, образующихся при контакте иглофрезы с заготовкой.

Режущими элементами иглофрезы являются стальные проволоки малого диаметра с высокой плотностью упаковки. Плотность упаковки проволок находится в пределах 0.6-0.8. При вращении иглофрезы иглы ворса соприкасаются с обрабатываемой поверхностью и упруго отгибаются в радиальном направлении. При повороте конца каждой иглы боковая поверхность и торец ее образуют полукруглую режущую кромку с отрицательным передним углом γ и соответствующим положительным задним углом α . Каждая игла представляет собой полужесткий микрорезец.

Условно длину контакта проволоки с обрабатываемой поверхностью можно разделить на интенсивную и неинтенсивную зоны обработки. При входе в зону интенсивной обработки в начальный момент времени проволока соприкасается с обрабатываемой поверхностью и упруго отгибается. Происходит как бы затормаживание проволок. Набегающие проволоки задних рядов образуют упругую подушку, повышающую жест-

кость проволок, вступивших в контакт. За счет изгиба на торце проволоки, как было отмечено ранее, образуются отрицательный угол γ и положительный угол α . Изгиб проволоки в процессе обработки способствует образованию камер для принятия стружки.

Торец проволоки за счет повышения упругости проволоки и усилий, сообщаемых приводом станка, начинает перемещаться по поверхности обрабатываемой детали. Проволочка при достижении наибольшего усилия прижатия внедряется в обрабатываемую поверхность и начинается процесс резания. Каждый режущий элемент снимает микростружку, так как число таких микрорезцов в иглофрезе составляет десятки тысяч, то общая глубина обработки, в зависимости от обрабатываемого материала, может достигать 2 - 3 мм. Задние проволоки выполняют две функции: пластического деформирования и зачистки поверхности, кроме того, они поджимают передний ряд режущих проволок, увеличивая их жесткость, что создает условия для резания металла.

В неинтенсивной зоне обработки происходит постепенное уменьшение упругих, режущих свойств рабочих элементов, наблюдается скопление поверхности без съема металла, проволочка в конце линии контакта с обрабатываемой поверхностью упруго распрямляется. Конец проволоки при обработке перемещается по траектории, описываемой сложными математическими выражениями, поэтому величина натяга иглофрезы не является глубиной обработки, хотя и оказывает на нее существенное влияние. Иглофреза, благодаря упругости режущих элементов, практически не изменяет существующую геометрическую форму обрабатываемой поверхности.

При перемещении режущих кромок по обрабатываемой поверхности происходит изменение следующих параметров: переднего и заднего углов режущей кромки, силы упругости изогнутой иголки, характера взаимодействия между соседними рядами иголок, ширины рабочей поверхности иглофрезы, скорости перемещения режущих кромок, размера камер приема и заполняемости их стружкой. Эти факторы зависят от целого ряда параметров. К ним относятся конструктивные и технологические параметры.

К конструктивным параметрам можно отнести плотность набивки ворса, диаметр проволок ворса, длину свободной части ворса - вылет ворса. Согласно данным [1] диаметр проволок ворса при обработке черных металлов составляет 0,8 - 1 мм, а вылет ворса находится в пределах 10 - 20 мм.

К технологическим параметрам можно отнести скорость вращения иглофрезы, согласно [2] с увеличением скорости вращения жесткость ворса за счет центробежных сил увеличивается. Рекомендуемые скорости обработки иглофрезами составляют 1 - 4 м/с. Срезание металла иголками

происходит за счет создания предварительного натяга ворса относительно обрабатываемой поверхности. Натяг иглофрезы - это разница между радиусом иглофрезы и расстоянием от ее оси до обрабатываемой поверхности. Величина натяга при обработке иглофрезами составляет 1 - 3 мм.

Материалом для изготовления проволок ворса является пружинная или инструментальная сталь, обладающая высокими упругими свойствами. Существенным недостатком этих сталей является их малая теплостойкость. Температура при обработке иглофрезами достигает 200 - 300 °С [2], что приводит к разупрочнению проволок и вызывает износ режущих элементов иглофрезы. Поэтому для обеспечения нормальной работы необходимо применять реверсирование вращения иглофрезы. Все перечисленные факторы предопределяют возможность работы отдельной иголки в качестве микрорезца и режущей способности всего инструмента.

Для исследования процессов иглофрезерования и разработки моделей, описывающих эти процессы, на кафедре "Автоматизированные технологические системы" БГТУ была разработана и изготовлена иглофреза, позволяющая изменять конструктивные параметры иглофрезерования.

После анализа литературы и определения основных параметров была принята схема с механическим креплением ворса в секторе. Ворс U-образной формы набирается в сектор и прижимается планкой. Применение механического крепления ворса в секторе позволяет производить исследование иглофрезерования проволоками разных диаметров и материалов. С двух сторон сектор с набранным ворсом обжимается прижимными крышками. Внутри них сектор имеет возможность радиального перемещения, что позволяет регулировать длину свободного вылета ворса в указанных пределах, а также производить заточку иглофрезы по мере износа, не разбирая ее. В тангенциальном направлении проволоки закрепляются между неподвижным сухарем и подвижным, который, перемещаясь по окружности, осуществляет поджим ворса и регулирует плотность его набивки.

Иглофрезы, благодаря большому количеству режущих элементов, позволяют обрабатывать поверхности с большими скоростями резания и подачами, что позволяет повысить производительность обработки. Наряду с удалением дефектного слоя, возникшего в процессе эксплуатации, иглофрезерование позволяет сохранить естественно сформировавшийся рабочий профиль поверхности. При некоторых режимах обработки наблюдается упрочнение поверхностного слоя за счет ударного воздействия проводочных элементов.

Одной из возможных областей применения иглофрезерования представляется обработка поверхности катания железнодорожного рельса. В процессе эксплуатации поверхность катания подвергается постоянно изменяющемуся воздействию колес железнодорожного состава. Возникаю-

щие напряжения достигают предела прочности материала рельса. Как следствие этого на поверхности катания образуется слой перенаклепанного металла, изменяется структура и микротвердость поверхностного слоя, в глубине материала возникают растягивающие напряжения. Благодаря большим контактным напряжениям происходит пластическое отеснение металла и формируется поперечный профиль головки рельса отличный от стандартного и характерный для каждого участка пути.

Исследованиями многих авторов [3] доказано, что наличие дефектного слоя существенно снижает прочность рельсов и приводит к образованию внутренних усталостных трещин. В тоже время рельсы современных типов обладают достаточным запасом металла в головке, что позволяет производить многократную механическую обработку головки рельса с целью удаления дефектного слоя.

Прочность восстановленных рельсов после удаления дефектного слоя на глубину 0,5 мм приближается к прочности новых рельсов. Таким образом, обработка поверхности катания позволяет существенно продлить срок службы рельса и уменьшить расход рельсов при эксплуатации пути. Экономические расчеты показывают, что наилучшие показатели имеет механическая обработка поверхности катания специальными рельсообрабатывающими поездами.

Существующие рельсообрабатывающие комплексы производят обработку головки рельса шлифованием. Одна шлифовальная головка снимает 0,01 - 0,02 мм, поэтому количество таких головок для обработки всей поверхности катания рельсов доходит до 96. Число проходов поезда при обработке зависит от степени износа рельсовой колеи и иногда требуется осуществить 4-5 проходов. Скорость обработки составляет 5 - 8 км/ч. Шлифование не позволяет сохранить сформировавшийся в процессе эксплуатации поперечный профиль головки рельса и приводит к огранке поверхности катания.

Использование иглофрезерования для обработки поверхности катания головки рельса позволяет избежать этих недостатков. Благодаря упругости режущих элементов иглофрезы сохраняет исходный профиль поверхности и исключает огранку профиля. Предварительные исследования показывают, что количество обрабатываемых головок может быть существенно сокращено за счет увеличения площади контакта иглофрезы с обрабатываемой поверхностью.

Благодаря высоким скоростям обработки и глубине обработки, достаточной для удаления дефектного слоя за один проход, применение иглофрезерования для обработки поверхности катания головки рельса позволяет повысить производительность рельсообрабатывающих комплексов. В настоящее время исследование процесса обработки поверхности катания

головки рельса иглофрезами направлены на получение расчетных зависимостей и выбор режимов обработки.

Список литературы: 1. Серебrenицкий П. П. Обработка деталей механическими щетками. - Л.: Лениздат, 1967. - 152 с. 2. Перепичка Е. В. Очистно-упрочняющая обработка изделий щетками. - М.: Машиностроение, 1989. - 136 с. 3. Мелентьев Л. П., Порошин В. Л., Фадеев С. И. Содержание и ремонт рельсов. - М.: Транспорт, 1984. - 231 с.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФОРМИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МЕЖЭЛЕКТРОДНОГО ПРОМЕЖУТКА ПРИ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА

Матюха П.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

При формировании параметров рабочей поверхности круга (РПК) электроэрозионным способом в процессе правки либо управления ими в процессе шлифования активное сопротивление межэлектродного промежутка (МЭП) определяет вид и характеристики возникающих электрических импульсов, а следовательно, и интенсивность удаления связки, обеспечивая тем самым то или иное время обновления РПК.

При электроэрозионных воздействиях на РПК (Рис. 1,а) шлифовальный

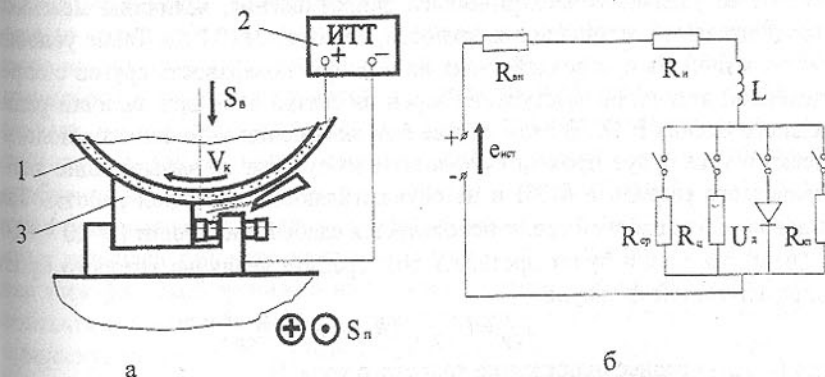


Рис.1. Схема электроэрозионных воздействий на РПК (а) и её эквивалентная электрическая цепь (б).

круг 1 на токопроводящей связке подключен к положительному полюсу источника технологического тока 2, а электрод 3, которым может быть и

обрабатываемая деталь, к отрицательному полюсу. В межэлектродный промежуток, образуемый поверхностями связки и электрода, подается рабочая среда, например, водный раствор кальцинированной соды. В этом случае межэлектродный промежуток является нагрузкой источника технологического тока, включенный в электрическую цепь, содержащую внутреннее активное сопротивление $R_{вн}$, наружное сопротивление проводящих проводов R_n и индуктивное сопротивление цепи и источника тока L (рис.1,6). Он моделируется в виде параллельно включенных омических сопротивлений: рабочей среды $R_{ср}$; площадок контакта материала связки и электрода, вызывающих режим короткого замыкания (КЗ) $R_{кз}$; цепочки, образованной связкой, стружкой и материалом электрода (детали) R_d ; а также согласно [1] - противоЭДС, равную по величине напряжению горения дуги U_d . В зависимости от конкретных условий формирования РПК (или управления её параметрами) эти сопротивления характеризуют активное сопротивление МЭП, будучи включенными в определённый момент каждое в отдельности либо одновременно в различных случайных комбинациях. В последнем случае величина проходящего по цепочкам тока будет определена величиной включенных в данный момент сопротивлений.

Проанализируем условия, когда сопротивление МЭП характеризуется включением отдельных сопротивлений.

При наличии между поверхностями связки круга и электрода гарантированного зазора, заполненного рабочей средой, сопротивление МЭП определяется сопротивлением столба жидкости, величина которого зависит от её удельного электрического сопротивления, величины межэлектродного зазора, площади поверхности, образующей МЭП. Такие условия могут возникать при воздействиях на рабочую поверхность кругов с определённой величиной выступания зёрен из связки либо при наличии радиального биения РПК. В этом случае при включении источника технологического тока будут проходить холостые импульсы, не вызывающие электрического разряда в МЭП и не осуществляющие полезной работы. Так как в качестве рабочей среды используется слабый электролит ($\rho = 10^{-4} \div 10^{-5}$ Ом·м), то в цепи будет протекать ток, средняя величина которого будет определяться по формуле

$$I_{ср} = U_{срхх} / (R_{вн} + R_n + R_{ср}),$$

где $U_{срхх}$ - среднее напряжение холостого хода, В.

Учитывая, что $R_{ср} \gg R_{вн} + R_n$, величина тока ограничивается сопротивлением $R_{ср}$.

При замыкании межэлектродного промежутка стружками проводимость МЭП становится равной

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{ср}} + \frac{1}{R_d},$$

где R_d - омическое сопротивление цепочки "связка-стружка-электрод".

При подаче импульсов напряжения стружка в результате нагрева её проходящим током разрушается и между электродами возникает электрический разряд, осуществляющий полезную работу по удалению материала связки. В этом случае по цепи потечет ток, создаваемый рабочими импульсами [1,2]:

$$I_{ср} = U_{срхх} - U_{дср} / (R_{вн} + R_n + R_{ст}),$$

где $R_{ст}$ - сопротивление столба разряда, Ом;

$U_{дср}$ - среднее значение напряжения при прохождении разряда, В.

При насыщении межэлектродного промежутка стружками, одновременно перемикающимися зазор, либо контактирования поверхностей связки и электрода сопротивление МЭП характеризуется сопротивлением короткого замыкания $R_{кз} = 0$. При подаче импульса напряжения в цепи протекает ток короткого замыкания, величина которого ограничивается сопротивлением $(R_{вн} + R_n)$. Импульсы короткого замыкания так же, как и холостые импульсы, не производят полезной работы, однако проходящий через контактную площадку ток осуществляет разогрев связки и обрабатываемого материала, способствуя засаливанию рабочей поверхности круга [2].

В процессе электроэрозионных воздействий РПК перемещается относительно поверхности электрода, в результате чего контакт является прерывистым. В связи с этим, если контактирование участка связки прекращается во время действия импульса напряжения, в момент прерывания контакта возникает электрический разряд, производящий сьем связки, однако длительность разряда по сравнению с рабочим импульсом сокращается. В случаях нескольких контактов между небольшими участками поверхностей электродов за время действия импульса напряжений происходит дробление импульса, что также уменьшает его длительность. Учитывая, что в процессе возникновения вышеописанных импульсов в них присутствуют признаки рабочего импульса (происходит удаление связки вследствие электрической эрозии) и импульса короткого замыкания (при наличии контакта в отдельные моменты времени импульс тока проходит через соприкоснувшиеся участки поверхностей связки и электрода), такие импульсы названы импульсами частичного короткого замыкания (ЧКЗ) [3].

Таким образом, возникновение рабочих импульсов определяется омическим сопротивлением цепочки "связка-стружка-деталь".

Рассмотрим факторы, оказывающие влияние на величину сопротивления цепочки, воспользовавшись следующими допущениями:

– каждая стружка создаёт индивидуальную электрическую цепь; все стружки, находящиеся в МЭП, образуют систему параллельно включённых цепей [2];

– количество стружек в МЭП равно числу режущих зёрен в зоне контакта электрода с кругом [2];

– размеры стружек усредняются; стружка рассматривается как круглый стержень, один конец которого составляет с деталью единое целое;

– размеры диаметра стержня определяются по размерам единичных срезов, образующихся при конкретных режимах шлифования из условия равенства средней поперечной площади стружки и стержня;

– стержень контактирует с поверхностью связки по площади, равной площади его поперечного сечения;

– перемещение стержня относительно поверхности связки отсутствует.

Тогда без учета сопротивления плёнок в месте контакта связки со стружкой, которым, по данным Голубева И.В. [2], можно пренебречь, сопротивление одной цепочки будет равно (рис.2,а,б)

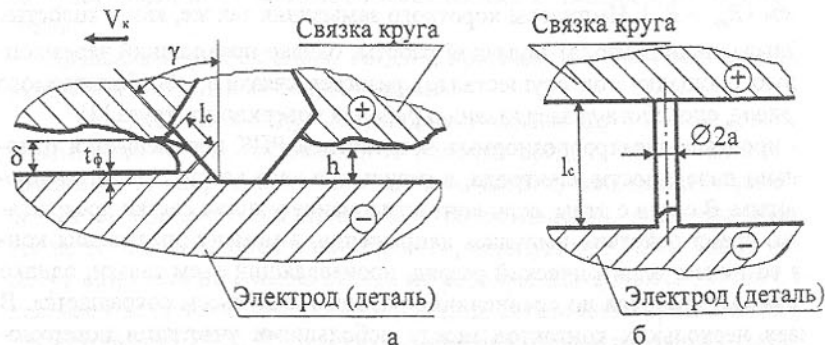


Рис.2. Схема замыкания МЭП стружкой (а) и идеализованная модель замыкания эквивалентным стержнем (б).

$$R_{\text{ш}} = R_1 + R_c + R_2, \quad (1)$$

где R_1 - расширяющееся сопротивление в соединении корня стружки с электродом;

R_c - сопротивление стружки;

R_2 - сопротивление стягивания в месте контакта стружки и связки.

По данным Р. Хольма [4], расширяющееся сопротивление и сопротивление стягивания могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$R_1 = 1,05 \rho_1 / (2a), \quad (2)$$

$$R_2 = \frac{\rho_1}{4a} + \frac{\rho_2}{4a} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{4a}, \quad (3)$$

где ρ_1 - удельное электрическое сопротивление материала электрода, Ом·м;

a - радиус пятна контакта в месте соединения стружки с электродом, м;

ρ_2 - удельное электрическое сопротивление материала связки, Ом·м.

Сопротивление стружки длиной l_c

$$R_c = \rho_1 l_c / (\pi a^2) \quad (4)$$

Длину стружки определим из условия перемикаания ею межэлектродного промежутка (рис. 2,а):

$$l_c = \frac{(h - t_{\phi})}{\cos \gamma}, \quad (5)$$

где h - высота выступания вершины зерна из связки;

t_{ϕ} - фактическая глубина резания;

γ - передний угол модели алмазного зерна.

Вследствие интенсивного тепловыделения в зоне резания фактическое сопротивление стружки $R_{c\phi}$ будет несколько выше найденного по формуле (4):

$$R_{c\phi} = R_c (1 + a_o t_o), \quad (6)$$

где a_o - температурный коэффициент сопротивления;

t_o - температура поверхности детали в зоне контакта с кругом.

Площадь поперечного сечения стружки зависит от формы единичных срезов, образующихся при шлифовании поверхности электрода которые в свою очередь определяются кинематикой процесса и параметрами РПК.

Если при шлифовании образуются неперекрываемые срезы, то из условия равенства площадей стержня и среднего сечения среза с учетом влияния на толщину среза усадки стружки K_L радиус эквивалентного стержня определится по формулам:

$$a = \sqrt{\frac{b_z' t_{\phi} K_L}{4\pi}}$$

для сегментообразных срезов и

$$a = \sqrt{\frac{b_z' a_z K_L}{4\pi}}$$

для запятообразных.

При образовании перекрываемых срезов радиус эквивалентного стержня, соответственно для сегментообразных и запятообразных срезов, определится по формулам:

$$a = \sqrt{\frac{S_x t_\phi K_L}{4\pi}}, \quad a = \sqrt{\frac{S_x a_z K_L}{4\pi}}.$$

Ширина среза b_z , S_x , а также толщина среза t_ϕ , a_z , рассчитываются по формулам, приведенным в работе [5].

После подстановки (2...6) в (1) и необходимых преобразований будем иметь

$$R_{\text{ч}} = \frac{3,1\rho_1 + \rho_2}{4a} + \frac{\rho_1(1 + a_o t_o)}{\pi a^2} \cdot \frac{h - t_\phi}{\cos \gamma}.$$

Если межэлектродный промежуток перекрыт несколькими стружками общее сопротивление МЭП равно

$$R_{\text{мэп}} = \frac{R_{\text{ч}}}{n_p},$$

где n_p - число режущих зёрен в зоне контакта электрода со шлифовальным кругом.

Анализ формул (7) и (8) показывает:

- активное сопротивление МЭП зависит от высоты выступания зёрен из связки и геометрии зерна, удельного электрического сопротивления материалов ЭИ и связки, механических режимов взаимодействия шлифовального круга с поверхностью электрода, физикомеханических свойств материала ЭИ, параметров РПК, которые определяют размеры поперечного сечения и количество стружек, одновременно контактирующих с поверхностью связки;
- в процессе удаления связки с рабочей поверхности круга с увеличением высоты выступания зёрен из связки активное сопротивление МЭП возрастает;
- увеличение площади поперечного сечения стружки и количества одновременно контактирующих с поверхностью ЭИ стружек приводит к уменьшению активного сопротивления МЭП;
- коммутирование электрических разрядов предпочтительнее осуществлять более тонкими и длинными стружками, что позволит избежать резкого увеличения активного сопротивления МЭП.

При возникновении в МЭП электрических разрядов абсолютная величина сопротивления цепи, включающей в себя в этом случае индуктивность цепи L и стружки, а также противоЭДС U_ϕ , изменится, тем не менее характер изменения сопротивления МЭП, обусловленный удалением связки и изменением технических режимов и описываемый формулами (7) сохранится.

В силу принятых допущений при выводе формул (7 и 8), они позволяют осуществить лишь качественную оценку влияния кинематики шлифования и параметров РПК на активное сопротивление МЭП. Вместе с тем формулы вскрывают механизм этого влияния и показывают, что интенсифицировать процесс удаления связки с РПК можно с помощью следующих приемов:

- дополнительного механического разрушения зёрен сбалансированного с электроэрозионным разрушением связки;
- осуществления электроэрозионных воздействий в условиях относительных колебаний ЭИ и круга;
- поиска максимума интенсивности электроэрозионных воздействий с использованием информации об импульсах ЧКЗ и КЗ.

Список литературы: 1. Лившиц А.Л., Кравец А.Г., Рогачев И.С., Сосенко А.Б. Электроимпульсная обработка металлов. - М.: Машиностроение, 1976 - 295с. 2. Голубев И.В. Круглое наружное шлифование со стабилизацией режущей способности токопроводящего инструмента электрическими разрядами: Автореф. дис. канд. техн. наук. - М., 1985. - 16с. 3. Блоки электропитания модели ИГТ-35 и ИГТ-9 к алмазно-эрозионным станкам: Руководство по эксплуатации. - Баку: Бакинский машиностроительный завод, 1981. - 33с. 4. Хольм Р. Электрические контакты. - М.: Изд-во иностр. лит., 1961. - 313с. 5. Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис. докт. техн. наук. - Харьков, 1996. - 48с.

ВКЛАД ПРОЦЕССОВ ЗАСАЛИВАНИЯ МЕЖЗЕРЕННОГО ПРОСТРАНСТВА И ИЗНАШИВАНИЯ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН В УХУДШЕНИЕ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КРУГА ПРИ ШЛИФОВАНИИ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ

Матюха П.Г., Полтавец В.В., Гринев А.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

При шлифовании пластичных материалов алмазными кругами на металлической связке ухудшение режущей способности рабочей поверхности круга (РПК) обусловлено процессом изнашивания алмазных зёрен и процессом засаливания межзеренного пространства продуктами шлифования и обрабатываемым материалом. В результате изнашивания зёрен, проявляющегося в образовании контактных площадок на задних поверхностях зёрен, а также уменьшения разновысотности вершин, происходит увеличе-

ние составляющих силы резания. Заполнение межзеренного пространства продуктами шлифования и обрабатываемым материалом приводит к контактированию продуктов засаливания с поверхностью резания, что также способствует увеличению составляющих силы резания. При шлифовании по упругой схеме с постоянной силой поджима образца к кругу увеличение составляющих неизбежно приводит к уменьшению глубины шлифования, а следовательно, к уменьшению количества сошлифованного материала.

При назначении режимов управляющих воздействий на рабочую поверхность круга с целью стабилизации её режущей способности информация о вкладе процессов засаливания поверхности круга и изнашивания алмазных зерен в изменение режущей способности РПК имеет принципиальное значение, так как позволяет принять обоснованное решение о том, как проводить управляющие воздействия - удалять из межзеренного пространства только продукты засаливания, либо, наряду с этим, обновлять алмазные зерна, удаляя связку.

Влияние изнашивания зерен на глубину шлифования по упругой схеме без учета контактирования связки исследовали с помощью математической модели, описывающей связь составляющей силы резания P_z , а через коэффициент шлифования $K_{ш} = P_z/P_y$ - и составляющей P_y , с температурой поверхности резания, и реализованной в виде программы для решения на ЭВМ неравенства [1]

$$0,98T_{кр} < T < 1,00T_{кр}, \quad (1)$$

где T - температура поверхности резания, К;

$T_{кр}$ - критическая температура порога фазово-структурных превращений в обрабатываемом материале, К.

Для определения температуры поверхности резания использовать формулу [1]

$$T = \frac{\left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \sin \omega}{\sin \beta} + K_s M l_z \right) z_p b C \frac{4a \cdot 60 V_{\kappa} \sqrt{H}}{\lambda V_{\delta} S \sqrt{\pi}} K_{ш}}{1 + \left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \sin \omega}{\sin \beta} + K_s M l_z \right) z_p b \alpha \frac{4a \cdot 60 V_{\kappa} \sqrt{H}}{\lambda V_{\delta} S \sqrt{\pi}} K_{ш}}, \quad (2)$$

где M - коэффициент, определяемый по формуле $M = 1 + 2(\pi/4 - \beta)$;

a_z - толщина среза, мм;

β, ω - соответственно угол сдвига и угол действия;

K_s - коэффициент, учитывающий закон распределения нормальных напряжений на поверхности контакта абразивного зерна с деталью;

l_z - величина площадки контакта зерна, мкм;

z_p - количество одновременно контактирующих с деталью зерен;

b - ширина единичного среза, мм;

C, α - начальная ордината и коэффициент в линейной зависимости, отражающей влияние температурно-скоростных факторов на величину касательных напряжений: $\tau_s = C - \alpha T$;

a, λ - соответственно коэффициенты температуропроводности, m^2/s , и теплопроводности, $Вт/м \cdot К$, обрабатываемого материала;

V_{κ} - скорость шлифовального круга, m/s ;

V_{δ} - продольная скорость стола, m/min ;

H - безразмерная полуширина источника тепла;

S - площадь зоны контакта детали со шлифовальным кругом, mm^2 ;

Величины, входящие в формулу (2), рассчитывали по зависимостям и методикам, приведенным в работе [2].

После определения по неравенству (1) с учетом (2) исходной глубины шлифования и допустимой величины радиальной составляющей $[P_y]$ при шлифовании на соответствующих режимах рельефом, сформированным после правки, для различных отрезков времени обработки пошаговым методом рассчитывали фактическую глубину шлифования t_{ϕ} , при которой выполняется неравенство

$$0,98[P_y] < P_y < 1,00[P_y]. \quad (3)$$

При решении неравенства (3) расчет значений составляющих P_y и P_z выполняли по формулам, полученным для определения сил резания при шлифовании по жесткой схеме [2]:

$$P_y = \left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \sin \omega}{\sin \beta} + K_s M l_z \right) z_p b \left(C - \alpha \frac{4a \cdot 60 V_{\kappa} \sqrt{H}}{\lambda V_{\delta} S \sqrt{\pi}} P_z \right);$$

$$P_z = \frac{\left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \cos \omega}{\sin \beta} + K_s M l_z \right) z_p b C}{1 + \left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \cos \omega}{\sin \beta} + K_s M l_z \right) z_p b \alpha \frac{4a \cdot 60 V_{\kappa} \sqrt{H}}{\lambda V_{\delta} S \sqrt{\pi}}},$$

основываясь на подтвержденном экспериментально положении о том, что влияние режимов шлифования на силы резания при обработке по кинематически аналогичным жесткой и упругой схемам идентично.

Влияние суммарного воздействия процессов засаливания поверхности круга и изнашивания зерен на глубину шлифования исследовали экспериментально на станке 3Г71, модернизированном для осуществления электроэрозионной правки круга или воздействий на РПК подводом технологического тока в зону резания либо автономную зону. Для врезного шлифования образцов (рис. 1) использовали специальное устройство, позволяющее осуществить обработку по упругой схеме с постоянной силой P_y , кинематически аналогичной плоскому врезному шлифованию по жест-

кой схеме. Образцы из стали Р6М5Ф3 шлифовали кругом 1А1 250×76×15×5 АС6-100/80-4-М2-01, рабочая среда - 3%-й водный раствор кальцинированной соды.

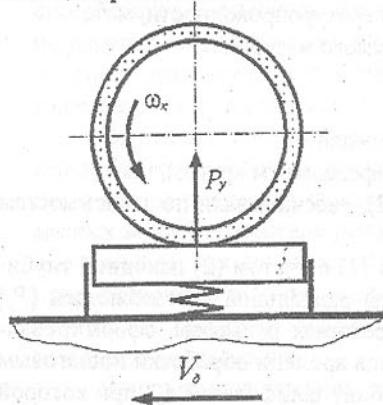


Рис. 1. Шлифование по упругой схеме с постоянной радиальной силой P_y .

Результаты экспериментов были подвергнуты статистическому анализу. С помощью критерия Фишера [3] была подтверждена однородность выборочных дисперсий повторных экспериментов в аналогичных точках, а с помощью критерия Кохрана [3] - принадлежность всех дисперсий одной генеральной совокупности. Дисперсия фактической глубины шлифования, определенная с использованием данных всех измерений во время опытов, составила $S^2 = 0,107 \text{ мкм}^2$, а 95%-й доверительный интервал на средние величины глубины, рассчитанный по результатам 3-х измерений, $\Delta t_\phi = \pm 0,4 \text{ мкм}$.

Результаты расчетов глубины шлифования при обработке стали Р6М5Ф3 на режимах: $V_k = 35 \text{ м/с}$, $V_d = 6 \text{ м/мин}$, $P_y = 80 \text{ Н}$, которые характеризуют влияние изнашивания зерен на режущую способность РПК, и экспериментов, выполненных на аналогичных режимах и характеризующих совместное влияние процесса изнашивания зерен и процесса засаливания на изменение режущих свойств круга, приведены на рис. 2.

Электроэрозионную правку РПК осуществляли с помощью источника технологического тока модели ИГТ-35 на чугунном электроде на следующих режимах: $V_k = 35 \text{ м/с}$, $V_d = 6 \text{ м/мин}$, $S_e = 0,005 \text{ мм}$, $S_n = 3,2 \text{ мм/ход}$, $U_{xx} = 55 \text{ В}$, $I_{cp} = 5-8 \text{ А}$, $U_{cp} = 3,5 \text{ В}$. Круг правили до полного обновления РПК.

Режимы алмазного шлифования образцов из стали Р6М5Ф3 по упругой схеме: $V_k = 35 \text{ м/с}$, $V_d = 6 \text{ м/мин}$, $P_y = 80 \text{ Н}$.

В процессе эксперимента через промежутки времени в 1, 5, 10, 15, 30, 45, 60 мин после начала обработки с помощью индикатора часового типа с ценой деления 1 мкм измеряли толщину слоя сошлифованного материала, по которой, с учетом количества ходов стола, рассчитывали среднюю глубину шлифования за один ход в исследуемые отрезки времени.

Как следует из приведенных графиков, основной вклад в изменение режущих свойств РПК при алмазном шлифовании стали Р6М5Ф3 вносит

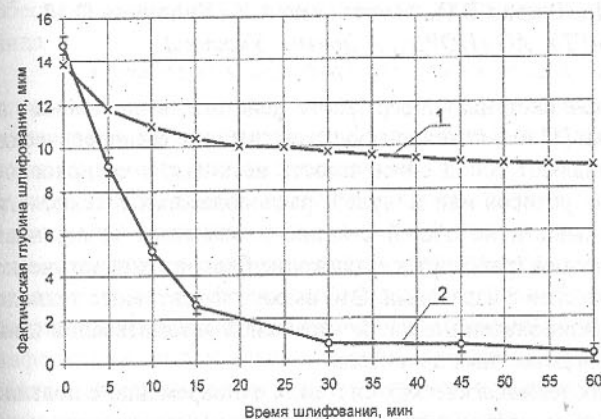


Рис. 2. Изменение фактической глубины алмазного шлифования по упругой схеме с постоянной силой P_y стали Р6М5Ф3:

- 1 - в результате изнашивания алмазных зерен;
- 2 - в результате суммарного действия процессов засаливания и изнашивания зерен

Как следует из приведенных исследований, можно утверждать, что при алмазном шлифовании по упругой схеме с управляющими воздействиями инструментальных сталей, представителем которых является сталь Р6М5Ф3, режимы управляющих воздействий необходимо определять по интенсивности процесса засаливания.

Список литературы: 1. Матюха П.Г., Полтавец В.В. Влияние времени обработки на глубину алмазного шлифования по упругой схеме // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып. 5. - С. 117 - 121. 2. Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис. ... доктора техн. наук. - Харьков, 1996. - 48 с. 3. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1968. - 288 с.

$$a_{ij}(K) = a_{ij}(D) = m_{ij}D^2 + l_{ij}D + c_{ij},$$

где m_{ij} , l_{ij} , c_{ij} — постоянные коэффициенты, соответствующие параметрам и структуре технологической системы (инерционные коэффициенты, коэффициенты трения и жесткости);

D — символ дифференцирования ($D = d/dt$).

В более сложных ситуациях, когда изучается поведение технологической системы состоящей из ряда технологических модулей или элементов с переменными параметрами упругих связей, задача сводится к рассмотрению совокупности дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. В этом случае, квадратичные операторы системы уравнений (1) представляются зависимостями:

$$a_{ij}(K) = a_{ij}(D, t) = m_{ij}(t)D^2 + l_{ij}(t)D + c_{ij}(t),$$

где $m_{ij}(t)$, $l_{ij}(t)$, $c_{ij}(t)$ — переменные параметры структуры технологической системы в зависимости от t .

Для достижения полной инвариантности элементов технологической системы от внешних возмущений необходимо и достаточно, чтобы соответствующие матричные миноры [3] системы уравнений (1) были равны нулю. Поэтому проектирование динамически инвариантных технологических систем непрерывного действия должно выполняться из условия равенства нулю миноров матрицы (1).

Однако, в ряде случаев, при проектировании технологических систем непрерывного действия невозможно создать структуру технологических машин, чтобы их соответствующие матричные миноры [3] структуры системы уравнений были равны нулю. В этом случае необходимо выполнять синтез структуры технологической системы из условия частичной инвариантности с точностью до ε [2]. При этом динамическая инвариантность технологической системы непрерывного действия будет выполняться с некоторой погрешностью. Кроме того, при необходимости можно создать технологические системы с двумя каналами передачи внешних возмущающих нагрузок и регулируемых параметров структуры.

Таким образом, основные способы создания динамически инвариантных технологических систем непрерывного действия реализуются следующим образом:

1. Обеспечением заданных постоянных параметров структуры технологической системы.
2. Введением в структуру технологической системы дополнительных элементов.
3. Регулированием переменными параметрами элементов структуры технологической системы.

4. Введением в структуру технологической системы дополнительных связей (обратные связи, два или несколько каналов передачи возмущений).

Представленные способы обеспечивают на стадии проектирования технологической системы реализацию новых свойств и осуществление на стадии эксплуатации принципов динамической инвариантности.

На этой основе созданы конкретные варианты приводов технологических машин, которые разработаны на уровне авторских свидетельств [4,5].

На рис. 1 показана схема привода автоматической роторной линии [5].

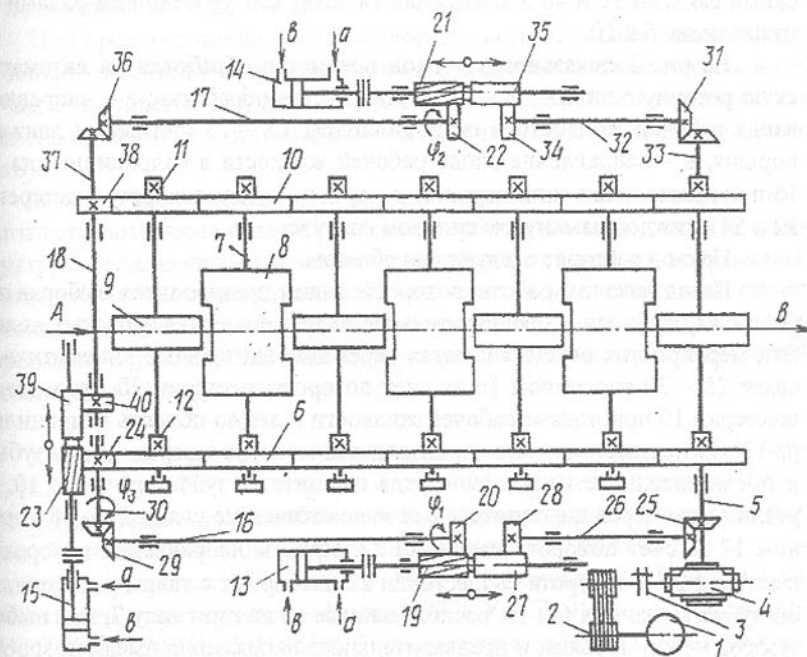


Рис. 1. Привод автоматической роторной линии.

Привод автоматической роторной линии содержит электродвигатель 1, кинематически связанный посредством ременной передачи 2, зубчатую муфту 3, редуктор 4 и приводной вал 5 с рядом зубчатых колес 6, зацепляющихся между собой и установленных на концах валов 7 технологических 8 и транспортных 9 роторов. На других концах валов 7 установлен ряд паразитных зубчатых колес 10, зацепляющихся между собой. Зубчатые

колеса 6 и 10 установлены на концах валов 7 посредством торцовых муфт 11 и 12, обеспечивающих их регулировку. Привод содержит три нагружателя, которые выполнены в виде гидроцилиндров 13, 14 и 15 с упругими элементами, выполненными в виде торсионов 16, 17 и 18, и механизмы их закручивания, выполненные в виде пар шестерен 19 и 20, 21 и 22, 23 и 24 с наклонными зубьями. Нагружатель в виде гидроцилиндра 13 включен дополнительными кинематическими связями 25-30 в замкнутый силовой контур с основным рядом зубчатых колес 6. Нагружатель в виде гидроцилиндра 14 включен дополнительными кинематическими связями 31 – 38 в замкнутый силовой контур с рядом паразитных зубчатых колес 10. Нагружатель в виде гидроцилиндра 15 включен дополнительными кинематическими связями 39 и 40 в замкнутый силовой контур с обоими рядами зубчатых колес 6 и 10.

На рис 1 показано: А – вход предметов обработки на автоматическую роторную линию; В – выход предметов обработки; а – направление входа рабочей жидкости в гидроцилиндры 13 – 15 при левом движении поршня; в – направление входа рабочей жидкости в гидроцилиндры 13 – 15 при правом движении поршня; φ_1 , φ_2 и φ_3 – углы поворота шестерен 20, 22 и 24 в каждом замкнутом силовом контуре.

Привод работает следующим образом.

Перед началом работы роторной линии производится выборка зазоров между зубьями и предварительное напряжение ряда зубчатых колес 6. Эти мероприятия осуществляются через дополнительные кинематические связи 25 – 30 торсионом 16 за счет поворота шестерни 20 относительно шестерни 19 при подаче рабочей жидкости в левую полость гидроцилиндра 13. Одновременно с этим производится выборка зазоров между зубьями и предварительное напряжение ряда паразитных зубчатых колес 10. Это реализуется через дополнительные кинематические связи 31 – 38 торсионом 17 за счет поворота шестерни 22. Причем направления поворота φ_1 шестерни 20 и поворота φ_2 шестерни 22 выбирают с таким расчетом, чтобы зубчатые колеса 6 и 10, расположенные на каждом валу 7, при выборке зазоров между зубьями и предварительного напряжения имели повороты в противоположном направлении. После выборки зазоров и предварительного напряжения ряда зубчатых колес 6 и ряда паразитных зубчатых колес 10 производится центрирование окружных положений технологических роторов 8 относительно транспортных 9 роторов и закрепление зубчатых колес 6, 10 торцовыми муфтами 12, 11 на валах 7.

В период эксплуатации роторной линии каждый технологический 8 и транспортный 9 роторы, закрепленные на валах 7, получают вращение от электродвигателя 1 посредством ременной передачи 2, зубчатой муфты 3, червячного редуктора 4, приводного вала 5 и ряда зубчатых колес 6. При

этом из-за наличия зазоров в зацеплениях, переменной жесткости элементов привода, непостоянной окружной технологической или вибрационной внешней окружной нагрузки возникают резонансные колебания технологических роторов 8 относительно транспортных роторов 9. Поэтому за счет выборки зазоров между зубьями и предварительного напряжения рядов зубчатых колес 6, 10 снижаются динамические крутильные колебания роторов 8, 9.

В моменты возникновения резонансных крутильных колебаний роторов 8, 9 производится дополнительное напряжение замкнутых кинематических групп посредством среднего замкнутого силового контура. Напряжения их производится торсионом 18 при помощи шестерни 24 за счет его поворота на угол φ_3 .

При проектировании технологической системы следует иметь в виду, что наиболее совершенную технологическую систему можно создать в том случае, если удастся регулируемые параметры сделать независимыми как от внешних возмущений (инвариантность), так и друг от друга (автономность).

В заключение можно отметить, что принципы динамической инвариантности позволяют создавать технологические системы с параметрами структуры не зависящими, в заданных пределах, от внешних возмущений, характер и величины колебаний которых произвольны и на стадии проектирования не известны. На стадии эксплуатации технологических систем непрерывного действия это способствует реализации новых возможностей и повышению их эффективности.

Список литературы: 1. Автоматические роторные линии / И.А. Клузов, Н.В. Волков, В.И. Золотухин и др. – М.: Машиностроение, 1987 – 288с. 2. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем. Дис. ... д-ра техн. наук. – Харьков: ХПИ, 1991. – 498с. 3. Кухтенко А.И. Проблема инвариантности в автоматике. – Киев: КИТЛ УССР, 1963. – 376с. 4. А.с. 1493343 СССР, МКИ В21В 35/00. Привод валков рабочей клетки прокатного стана / В.С. Горелик, А.Н. Михайлов, Н.Н. Панасенко и др.; опубл. 15.07.89, Бюл. № 26. – 5 с. 5. А.с. 1585592 СССР, МКИ F16Н 55/24. Привод автоматической роторной линии / А.Н. Михайлов; Опубл. 15.02.90, Бюл. № 30. – 3с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УСТРОЙСТВА УРАВНОВЕШИВАНИЯ ВАЛКОВ ТЛС 3000

Недосекин В.Б., Деркач А.В., Лукичев А.В.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Устройство уравнивания валков (УУВ) толстолистового прокатного стана ТЛС 3000 обеспечивает силовое замыкание системы, включающей станину а, нажимное устройство б, верхнюю валковую группу в (рис.1). Гарантированный постоянный контакт подушек опорных валков и нажимных винтов через подпятники происходит за счет обеспечения в УУВ силы переуравнивания, превышающей силу от веса валковой группы в 1,7 раза. УУВ рабочей клетки ТЛС состоит из четырех идентичных узлов, каждый из которых включает в себя гидроцилиндр в сборе 1, промежуточный элемент 2, цапфы 3, 4, которые соединяют все детали УУВ, крюк 5 (рис.1). Рабочие полости гидроцилиндров соединяются с гидроаккумулятором посредством гидравлической арматуры.

При проектировании ожидалось, что значительная сила переуравнивания обеспечит практически постоянную нагрузку деталей УУВ, поскольку амплитуда её переменной составляющей, обусловленной цикличностью нагружения рабочей клетки силами прокатки, будет существенно меньше, чем средняя постоянная составляющая нагрузки. В процессе эксплуатации ТЛС 3000 поломки крюка и промежуточного элемента приняли систематический характер, причем характер излома деталей 2 и 5 свидетельствует об усталостном механизме разрушения. Как видно, влияние переменного характера режима нагружения на прочность деталей УУВ определяет их долговечность.

Очевидно, что разработка новых конструктивных решений, направленных на повышение несущей способности и надежности деталей УУВ, а так же анализ эффективности принятых технических решений должны основываться на результатах дополнительных натурных экспериментов, направленных на уточнение реальной картины нагружения деталей УУВ, как в статической, так и в динамической постановке.

Из схемы конструкции УУВ и характера взаимодействия деталей устройства между собой и с подушкой опорного валка очевидно, что имеет место статическая неопределимость: крюк контактирует с подушкой в трех зонах и с цапфой - в двух зонах. Многовариантность нагружения обусловлена еще и тем, что нагрузка распределяется по площадкам значительных размеров и характер ее распределения оказывает существенное

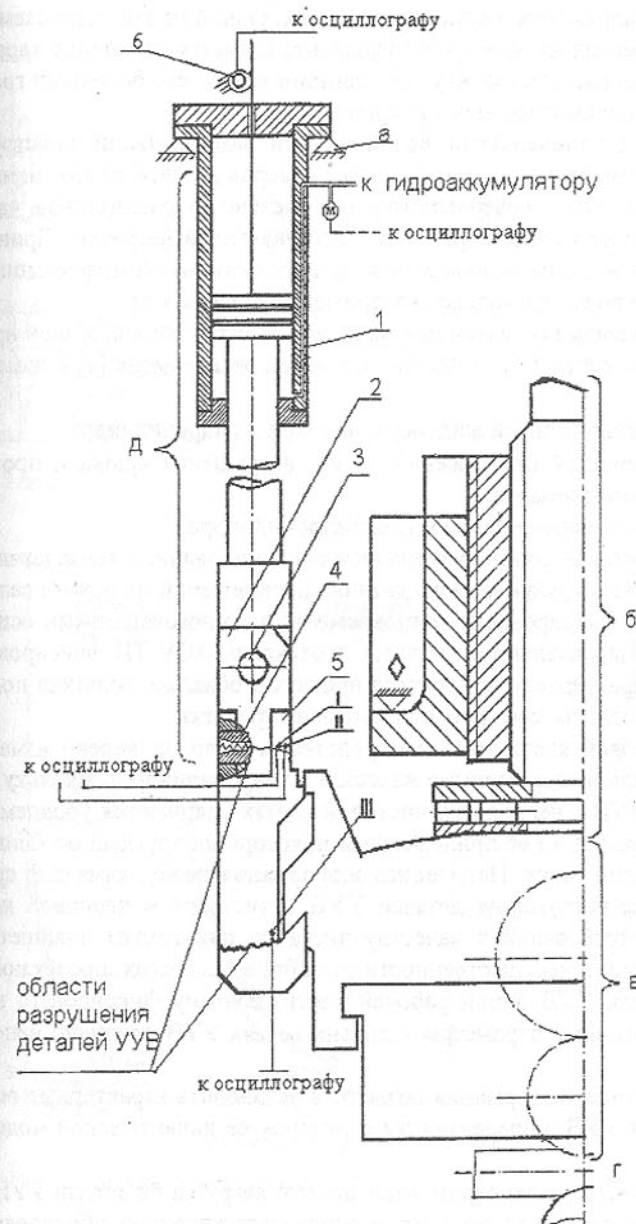


Рис.1. Схема УУВ и его взаимодействие с узлами рабочей клетки.

влияние на напряжения в опасных сечениях. Одной из задач, решаемых на основании данных натурного эксперимента является уточнение характера распределения нагрузки между проушинами крюка, его боковыми гранями и наклонной плоскостью «носки» крюка.

Ввиду ограниченности возможностей модернизации конструкции УУВ путем изменения геометрических размеров деталей особое внимание необходимо уделить совершенствованию механо-гидравлической части с целью снижения уровня переменной составляющей нагрузки. Принимаемые решения должны основываться на дополнительной информации, которую можно получить только экспериментальным путем.

Для решения поставленных задач в условиях промышленной прокатки в чистовой клети ТЛС 3000 был проведен эксперимент [1] с измерением:

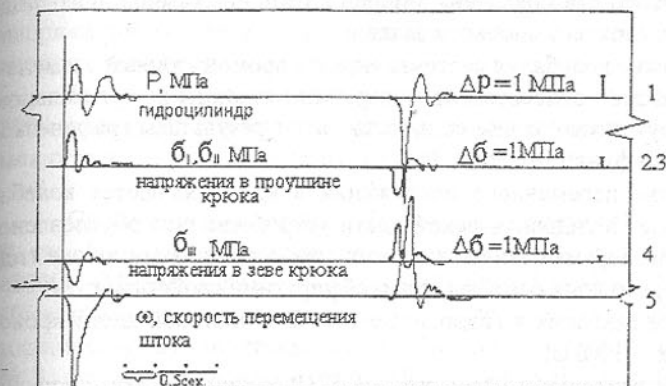
- давления рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр;
- деформаций (напряжений) у зон разрушения крюка и промежуточного элемента;
- скорости перемещения штока гидроцилиндра.

Указанные величины измерялись с использованием тензодатчиков и специально сконструированного датчика перемещений на основе сельсина 6. Результаты фиксировались одновременно на многоканальный осциллограф Н-700. Параллельно в штатных протоколах АСУ ТП фиксировались режимные характеристики процесса прокатки: обжатие, толщина подката, температура полосы, средняя сила и момент прокатки.

В черновой клети теми же средствами было проведено измерение давления масла в гидросистеме на входе в гидроцилиндр, поскольку условия работы УУВ в черновой и чистовой клетях отличаются уровнем силы прокатки, характером её приложения и некоторыми другими особенностями, описанными ниже. Полученная информация необходима для сравнения характера нагружения деталей УУВ в чистовой и черновой клетях. Выполнение требований к качеству листа по показаниям планшетности свидетельствует о несущественности отличий в процессах, протекающих в четырех ветвях УУВ одной рабочей клети, поэтому фиксировать параллельно аналогичные параметры в других ветвях УУВ признано нецелесообразным.

Полученная информация позволила установить характерные особенности работы УУВ, определяющие структуру её динамической модели. В частности:

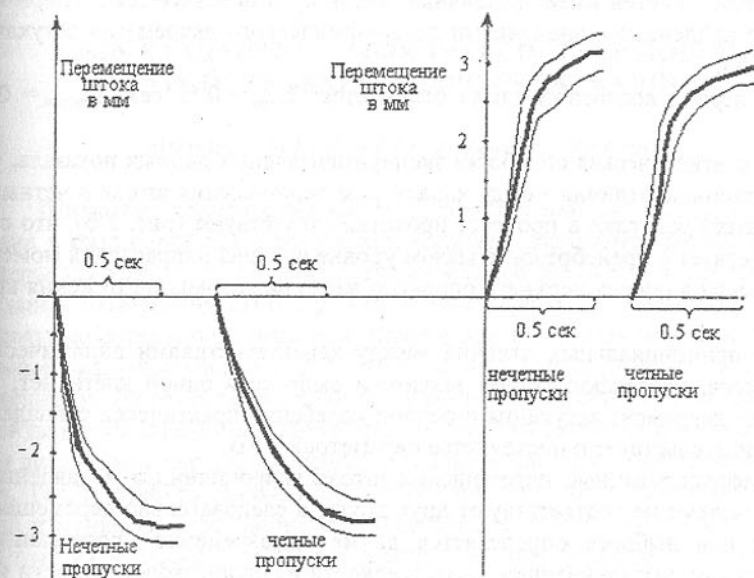
- подтверждено экспериментально, что нагрузка на детали УУВ имеет не только постоянную, но и переменную составляющую, обусловлен-



Захват

Выброс

а - типовая осциллограмма



б - численное интегрирование кривой 5

Рис. 2. Результаты эксперимента.

ную периодическим приложением-снятием силы прокатки при захвате-выбросе полосы валками (рис. 2);

– усилие переуравновешивания достаточно для гарантированного устранения возможности появления зазоров в цепи «нажимной винт-подпятник-подушка верхнего опорного вала»;

– механические колебания системы «крюк-промежуточный элемент-шток гидроцилиндра» относительно поперечины станины в вертикальном направлении отсутствуют, о чем свидетельствуют результаты графического интегрирования функции 5 (рис. 2),

– источником переменного напряжения в крюке являются колебательные процессы в гидравлической части устройства, что обусловлено, по-видимому, как перемещением жидкости при перемещении штока гидроцилиндра в переходных режимах, так и её упругими свойствами;

– изменение давления в гидросистеме УУВ в чистовой клети происходит в пределах 2-3 МПа;

– изменение давления в гидросистеме УУВ черновой клети происходит в пределах 4-6 МПа;

– затухание колебательных процессов в жидкости для УУВ чистовой и черновой клетей имеет различный характер и описывается экспериментально найденными значениями логарифмического декремента затухания 1.43-1.83;

– период колебаний также отличается: $T_{\text{черн.}} = 0.52$ сек, $T_{\text{чистов.}} = 0.46$ сек.;

– статистическая обработка экспериментальных данных показала, что существенные отличия между характером перемещения штока в четных и нечетных пропусках в процессе прокатки отсутствуют (рис. 2 б), что свидетельствует о пренебрежимо малом уровне влияния направления момента сил трения в опорах верхнего опорного вала на условия нагружения крюка;

– принципиальных отличий между характеристиками динамических процессов, протекающих при захвате и выбросе в одной клети нет, поскольку декремент затухания и период колебаний практически совпадают, что свидетельствует о постоянстве параметров УУВ.

Зафиксированные перемещения штока гидроцилиндра и давление в гидросистеме не соответствуют друг другу, а следовательно перемещение штока при выбросе определяется двумя одновременно протекающими процессами: выталкиванием части жидкости из подштоковой полости гидроцилиндра в гидросистему и упругим сжатием оставшегося объема масла. Например, при перемещении штока вниз на 4 мм, давление в подштоковой полости должно увеличиться на 10 МПа, однако имеет место приращение давления только на 3 МПа.

Выявленные в ходе анализа результатов экспериментальных исследований особенности работы УУВ позволяют уточнить известные динами-

ческие модели [2,3], повысив точность воспроизведения процессов, происходящих в механо-гидравлической системе УУВ. Результаты измерения напряжений в опасных зонах позволяют уточнить характер распределения нагрузки между площадками крюка.

Таким образом экспериментальные исследования работы УУВ ТЛС 3000 позволили существенно расширить представление о причинах поломок деталей УУВ и определить пути увеличения их срока службы.

Список литературы: 1. Деркач А.В., Горелик В.С., Недосекин В.Б., Налча Г.И. Повышение ресурса оборудования толстолистового стана «3000». -Металл и литье Украины, 1997, № 2-4, с. 45-47. 2. Коновалов Л.В. Проектирование с учетом усталости - необходимое условие создания работоспособных механических систем. Вестник машиностроителя. № 3 1993, № 3, стр 3-11. 3. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. Учеб. Пособие для машиностроит. вузов. М., «Высш. школа», 1969. 248 стр.

СИНТЕЗ АДАПТИРУЕМЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Нечепав В.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Шнековые транспортирующие устройства находят широкое применение в различных технологических машинах. Например, винтовые конвейеры для транспортирования сыпучих материалов (в том числе металлической и неметаллической стружки в металлорежущих системах), исполнительные органы очистных комбайнов и других горных машин и т.д. Основные физико-механические характеристики транспортируемых сыпучих материалов (плотность, влажность, гранулометрический состав, коэффициенты внутреннего и внешнего трения и др.) изменяются в весьма широком диапазоне даже для однотипных машин и близких условий эксплуатации. Так, плотность стальной металлической стружки в зависимости от ее типа изменяется в диапазоне 0,15-0,60 т/м³, плотность чугуновой стружки 1-2 т/м³. Коэффициент внешнего трения при этом существенно зависит от наличия и типа СОЖ. Плотность транспортируемого угля в зависимости от его марки, гранулометрического состава и других факторов изменяется в пределах 0,6-0,95 т/м³, коэффициент внутреннего трения 0,51-1,0, а коэффициент внешнего трения 0,29-0,84. В приведенных примерах величина физико-механических характеристик транспортируемых материалов изменяется в 1,5-3 раза. В весьма широком диапазоне изменяются и условия

эксплуатации транспортирующих устройств: угол наклона, условия загрузки, потребная производительность транспортирования и др. Поэтому для обеспечения расчетных, а тем более, оптимальных, режимов работы основных технологических машин в различных условиях эксплуатации при широком диапазоне изменения физико-механических характеристик транспортируемых материалов необходимо адекватное изменение параметров транспортирующих устройств. Это определяет актуальность поиска путей и средств адаптации транспортирующих устройств к конкретным производственным условиям на стадии их изготовления. При этом, исходя из условия минимизации затрат на проектирование и технологическую подготовку производства, адаптацию желательно осуществлять при минимальных изменениях конструкции и технологического процесса изготовления транспортирующего устройства; в идеале - в рамках неизменных конструкции и технологического процесса. Следовательно, задача адаптации - актуальная комплексная конструкторско-технологическая задача, успешное решение которой определяет возможность эффективной и производительной работы ряда технологических машин.

Такая постановка задачи актуальна для многих технологических машин и систем. Например, во многих металлорежущих системах автоматизированного производства возможность своевременного и полного удаления стружки из зоны резания и дальнейшего ее транспортирования определяет возможность качественной и производительной обработки. Для очистных угольных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов, недостаточная эффективность шнековых исполнительных органов как транспортирующих устройств обуславливает существенное, в несколько раз, ограничение производительности и ряд других негативных явлений.

Очевидно, что более сложными среди прочих являются следующие ситуации:

- когда изменение физико-механических характеристик транспортируемых материалов обуславливает снижение производительности транспортирования;
- когда изменяющиеся производственные условия требуют повышения производительности транспортирования.

Наибольшую сложность представляет, естественно, их одновременное сочетание.

Таким образом, основной частью задачи адаптации является повышение производительности транспортирующих устройств в рамках неизменных, или практически неизменных, конструкции и технологического процесса их изготовления. При этом следует подчеркнуть, что под адаптацией применительно к рассматриваемому вопросу понимается не только

повышение производительности транспортирования в рамках неизменных конструкции и технологического процесса (что тоже является актуальным и достаточно сложным вопросом), но и плавное изменение производительности транспортирования для достижения ее оптимального значения, в том числе и в сторону увеличения. Поскольку повышение производительности транспортирования неизбежно требует дополнительных затрат на ее реализацию, максимальная производительность в общем случае не является оптимальной. Исходя из условия минимизации суммарных затрат на транспортирование на стадиях проектирования, технологической подготовки производства, эксплуатации и ремонта, оптимальным является минимальное значение производительности транспортирования, обеспечивающее нормальную - без ограничений - работу основной технологической машины.

Решение задачи адаптации транспортирующих устройств в изложенной постановке рассмотрим на примере шнековых исполнительных органов очистных комбайнов. В работах [1,2] показано, что производительность транспортирования в этом случае определяется зависимостью

$$Q^{\text{sup}} = V_{\text{рк}}^{\text{sup}} \cdot n \cdot \gamma \cdot N, \quad (1)$$

где $V_{\text{рк}}$ - объем рабочей камеры шнека;

n - частота вращения шнека;

γ - объемный вес разрушенного угля;

N - число лопастей шнека.

Из (1) следует, что существует два возможных пути повышения производительности транспортирования Q : изменение частоты вращения шнека n и увеличение объема рабочей камеры $V_{\text{рк}}$.

Для изменения частоты вращения шнека n необходимо наличие специального регулируемого привода в конструкции транспортирующих устройств, что, как правило, трудновыполнимо. Кроме того, после превышения некоторого критического значения, дальнейшее повышение n сопровождается циркуляцией транспортируемых сыпучих материалов, ограничивающей производительность. Циркуляция сопровождается также ухудшением гранулометрического состава, ухудшением экологии рабочего пространства и др. Следовательно, этот путь практически неприемлем.

В работах [1,2] показано, что объем рабочей камеры $V_{\text{рк}}$ является функцией угла подъема лопастей α , закона $F = \alpha(L)$ изменения α по длине шнека L , а также функцией нормального давления p_n , формирующегося в потоке транспортируемого сыпучего материала. На рис.1 приведены графики изменения $V_{\text{рк}}$ при различных значениях α и $F = \alpha(L)$, из

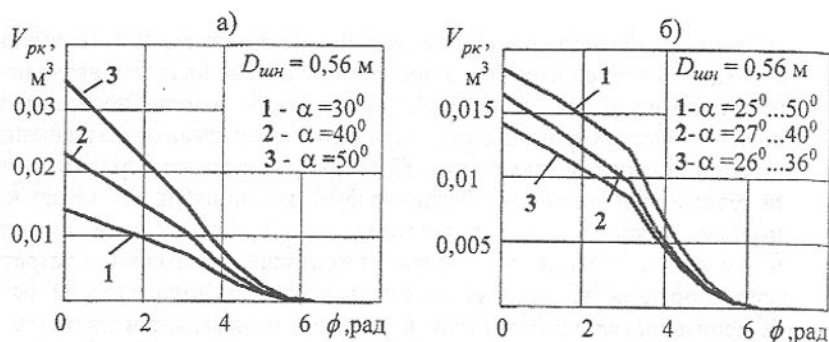


Рис.1. Графики изменения объема рабочей камеры шнека как функции угла поворота шнека: а) при различных значениях α ; б) при различных законах изменения α .

которых следует возможность управления величиной $V_{рк}$ путем их изменения. В соответствии с (1) это означает также возможность регулирования производительности транспортирования путем изменения величины α и $F = \alpha(L)$. То есть, α и закон его изменения по длине шнека являются регулируемыми конструктивными параметрами, обеспечивающими возможность управления производительностью. Возможность существенного повышения производительности транспортирования (без ее регулирования) путем изменения α и $F = \alpha(L)$ теоретически показана и экспериментально доказана в [3].

Изменение нормального давления в потоке транспортируемого сыпучего материала описывается выражением [2]

$$p_n = (\cos \phi)^{(-a_2)} \cdot \exp(a_3 \cdot \phi) \cdot \left[-a_1 \cdot \cos \phi^{(-1+a_2)} \cdot \exp(-a_3 \cdot \phi) \cdot d\phi \right] + \cos \phi^{(-a_2)} \cdot \exp(a_3 \cdot \phi) \cdot C \quad (2)$$

Здесь

$$a_1 = \frac{\rho_y \cdot g}{2} \cdot (R + r) \cdot (\cos \alpha - f_n \cdot \sin \alpha);$$

$$a_2 = \frac{n_{\min}}{R - r} \cdot (k_v^r \cdot r - k_v^{R2} \cdot R) \cdot (\cos \alpha - f_n \cdot \sin \alpha);$$

$$a_3 = \frac{n_{\min}}{R - r} \cdot \left[\cos(\alpha) \cdot (k_v^r r f_r - k_v^{R1} R f_{R1}) (\cos(\alpha) - f_n \sin(\alpha)) + \sin \alpha \cdot (k_v^r \cdot r \cdot f_r - k_v^{R2} \cdot R \cdot f_{R2}) \cdot (\sin \alpha - f_n \cdot \cos \alpha) \right], \quad (3)$$

где R - наружный радиус лопасти шнека;

r - радиус ступицы шнека;

ρ_y - плотность транспортируемого угля;

g - ускорение свободного падения;

f_n - коэффициент трения разрушенного угля по лопасти шнека;

f_r - коэффициент трения разрушенного угля по ступице шнека;

f_R - коэффициент трения разрушенного угля по не разрушенному забою (f_{R1} - коэффициент трения покоя, f_{R2} - коэффициент трения движения);

k_v^r и k_v^R - скоростные коэффициенты;

$n_{\min}$ - коэффициент бокового давления.

На рис.2 показано изменение p_n как функция угла поворота ϕ

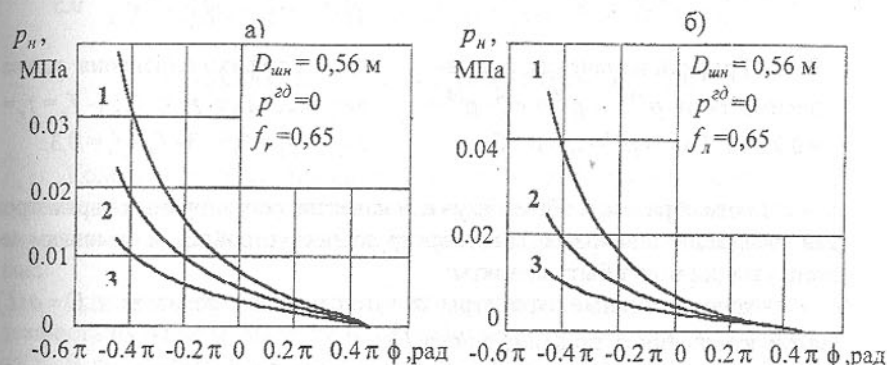


Рис.2. Графики изменения p_n в зависимости от f_n и f_r : а) $f_r = \text{const}$; 1- $f_n = 0,3$; 2- $f_n = 0,5$; 3- $f_n = 0,7$; б) $f_n = \text{const}$; 1- $f_r = 0,3$; 2- $f_r = 0,5$; 3- $f_r = 0,7$. (длины) шнека при различных значениях и соотношениях f_n и f_r .

Из приведенных зависимостей и рисунков следует, что величины f_n и f_r существенно влияют на величину давления p_n , а следовательно, на $V_{рк}$ и на производительность транспортирования Q . Это обуславливает важный в практическом отношении вывод: величины f_n и f_r являются регулируемыми параметрами технологического воздействия на производительность транспортирования.

В [2,4] показано также, что для механо-гидродинамических шнековых исполнительных органов величины $V_{рк}$ и p_n в решающей мере определяются величиной дополнительного гидродинамического воздействия p^{20} . На рис.3 показано влияние p^{20} на величину p_n .

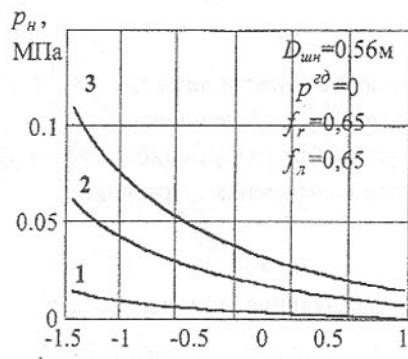


Рис.3. Графики изменения p_n в зависимости от p^{zd} : 1- $p^{zd}=0$; 2- $p^{zd}=0,75 \cdot 10^4$ Па; 3- $p^{zd}=1,5 \cdot 10^4$ Па.

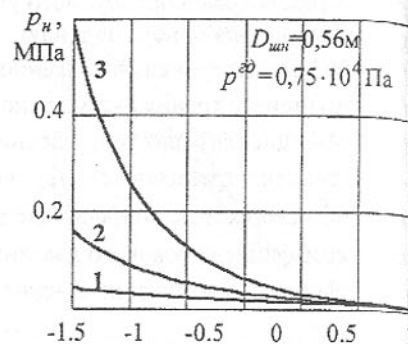


Рис.4. Графики изменения p_n в зависимости от f_d и f_r : 1- $f_d=f_r=0$; 2- $f_d=f_r=0,5$; 3- $f_d=f_r=0,3$.

Таким образом, в общем случае в качестве регулируемых параметров для адаптации шнековых транспортирующих устройств к условиям их эксплуатации могут быть приняты:

- конструктивные параметры α (угол подъема лопасти) и $F = \alpha(L)$ (закон изменения α по длине шнека L);
- параметры состояния поверхностного слоя рабочих элементов шнека f_d и f_r (регулируемые параметры технологического воздействия);
- величина дополнительного гидродинамического воздействия p^{zd} (регулируемый режимный параметр).

Рис.4 подтверждает вывод о том, что наибольшая производительность и наилучшие возможности для регулирования могут быть достигнуты при совместном использовании резервов, имеющих для каждого из рассмотренных регулируемых параметров. Практически это означает, что наиболее эффективными для адаптации являются шнековые механо-гидродинамические исполнительные органы с переменным шагом лопастей и изменяемыми параметрами состояния поверхностного слоя рабочих элементов шнеков.

Список литературы: 1. Нечепаяев В.Г. Производительность шнековых транспортирующих устройств с механо-гидродинамическим воздействием на сыпучие материалы / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып.5. С.142-147. 2. Развитие теории погрузки угля исполнительными органами очистных машин при гидромеханическом воздействии на транспортируемый

уголь: Отчет/ДонГТУ: Рук. В. Г. Нечепаяев. №ГР0195U020409.-Донецк, 1997.- 110с. 3. 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. 4. 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.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЛИНИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСНО-РЕЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ МНОГОПАРНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Новикова О.Н., Горобец И.А., Сергненко Д.К.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Колесно-реечные движители, позволяющие преобразовать вращательное движение в поступательное и наоборот, нашли широкое применение в качестве исполнительных механизмов различных машин и установок.

Одним из основных требований к таким движителям является надежность их работы, высокий КПД, небольшая стоимость изготовления.

В результате проведенных нами экспериментальных исследований, установлено что процесс зацепления зубьев колесно-реечных движителей характеризуется зоной однопарного и двухпарного зацепления, причем зона двухпарного зацепления находится в пределах 5...10% зоны однопарного зацепления.

Однако, незначительная по продолжительности зона двухпарного зацепления характеризует значительные изменения силовых и кинематических характеристик движителя, его КПД. Поэтому, при определении оптимальной линии зацепления необходимо учитывать не только зону однопарного, но и двухпарного зацепления.

В работе [2] авторами была получена энергетически оптимальная линия зацепления зубьев колесно-реечной передачи для зоны однопарного зацепления и определен оптимальный профиль зубьев колесно-реечного движителя с точки зрения минимизации скорости скольжения, а следовательно, минимизации работы трения.

В данной работе, как и [2], примем следующие допущения: потери мощности от перекатывания профилей зубьев передачи пренебрежимо малы, по сравнению с потерями при скольжении; коэффициент трения скольжения мало зависит от скорости скольжения и равен $f=0,3$; податли-

вость зубьев элементов движителей не значима; флуктуации момента, реализуемого зубчатым колесом, отсутствуют; поле допуска межцентрового расстояния A_w и шага зубьев рейки P_p , возникающая в процессе изготовления и эксплуатации, находятся в пределах 3% от номинальной их величины.

Здесь рассмотрим случай двухпарного зацепления. Обозначим крутящий момент, приходящийся на любую i -тую точку контакта колеса через T_1^i . Тогда общий крутящий момент на колесе

$$T_1 = \sum_{i=1}^n T_1^i. \quad (1)$$

Тогда нормальная сила P_n^i в точках контакта, рис. 1

$$P_n^i = \frac{T_1^i}{r_w \cos \alpha_i}, \quad (2)$$

где r_w - радиус начальной окружности колеса; α_i - полярный угол i -той точки контакта.

Рис.1. К выводу уравнения оптимальной линии зацепления при многопарном зацеплении

Будем считать процесс изнашивания установившимся, поэтому используем здесь линейные закономерности изнашивания материалов, установленные М.М. Хрущовым, Хирстом В. [1] в виде:

$$\gamma_n^i = k p_n^i V_i^{(12)}, \quad (3)$$

где γ_n^i - скорость изнашивания по нормали к поверхности зубьев; $k = k_1 + k_2$ - коэффициент изнашивания, являющийся суммой коэффициентов изнашивания материалов в данных условиях;

$$V_i^{(12)} = \rho_i w, \quad (4)$$

$V_i^{(12)}$ - скорость скольжения зубьев внешнего зацепления в точке i с координатой ρ_i (полярный радиус);

p_n^i - нормальное контактное давление в i -той точке;

w - угловая скорость колеса.

Принимаем, что в режиме установившегося изнашивания с учетом упругих деформаций условия неразрывности при изнашивании для пере-

дачи, если крутящий момент не изменяется, сводится к равенству угловых скоростей изнашивания для любой i -той точки, т.е.

$$w_\gamma = \frac{\gamma_n^i}{r_w \cos \alpha_i}, \quad (5)$$

подставив в (5) выражение (3), (4), (2) получим:

$$w_\gamma = \frac{k T_1^i \rho_i w}{r_w^2 \cos^2 \alpha_i}, \quad (6)$$

где w_γ - угловая скорость изнашивания, приведенная к колесу.

Поскольку каждая контактная точка будет совершать один и тот же путь по линии зацепления при тех же условиях пересопряжения зубьев, то вычисления работы трения A_{TP} (критерий оптимизации) приведет к одинаковым ее значениям для любой из них.

Из выражения (6) выразим T_1^i :

$$T_1^i = \frac{w_\gamma r_w^2 \cos^2 \alpha_i}{k \rho_i w}. \quad (7)$$

Тогда мощность трения N_{iTP} определяется как

$$N_{iTP} = \frac{T_1^i f \rho_i w}{r_w \cos \alpha_i}. \quad (8)$$

Подставив в (8) выражение (7), получим:

$$N_{iTP} = \frac{w_\gamma r_w^2 \cos^2 \alpha_i}{k \rho_i w} \cdot \frac{f \rho_i w}{r_w \cos \alpha_i} = \frac{f w_\gamma r_w \cos \alpha_i}{k} \quad (9)$$

Элементарная работа силы трения:

$$dA_{iTP} = N_{iTP} \cdot dt. \quad (10)$$

Исходя из данных [2] запишем выражение для dt :

$$dt = \frac{dS \cos \mu}{w r_w \cos \alpha_i}, \quad (11)$$

где μ - это угол между радиус-вектором ρ и касательной к линии зацепления, (см. рис. 1).

Подставив в (10) зависимости (9) и (11), будем иметь:

$$dA_{iTP} = \frac{w_\gamma r_w \cos \alpha_i \cdot f}{k} \cdot \frac{\cos \mu \cdot dS}{w r_w \cos \alpha_i} = \frac{w_\gamma f \cos \mu}{k w} dS, \quad (12)$$

тогда полную работу сил трения найдем интегрированием вдоль участка зацепления:

$$A_{TP} = \frac{w_r f}{kw} \int_0^{\alpha} \cos \mu \cdot dS, \quad (13)$$

так как $dS = \frac{d\rho}{\cos \mu}$ - для кривой в полярных координатах, то с учетом этого, а также учтя, что $\rho = \rho(\alpha)$, значит: $d\rho = \rho' d\alpha$, получим:

$$A_{TP} = \frac{w_r f}{kw} \int_0^{\alpha_1} \rho' d\alpha = \frac{w_r f}{kw} \int_{\rho_{\min}}^{\rho_{\max}} d\rho = \frac{w_r f (\rho_{\max} - \rho_{\min})}{kw}. \quad (14)$$

При решении задачи о минимуме работы трения, а следовательно и скорости изнашивания зубьев при двухпарном зацеплении, составим уравнение равновесия моментов всех сил, действующих в зацеплении. Поскольку силы в данном случае сосредоточены, то для нахождения их общего момента относительно оси колеса воспользуемся интегралом Стильтьеса. Но нормальные силы в точках контакта - непрерывные функции координат линии зацепления

$$P_n^i = \Phi(\alpha). \quad (15)$$

Линию зацепления разобьем на участки однопарного и двухпарного зацеплений. Примем, что участок однопарного зацепления соответствует углам (α_0, α_1) , а один из участков двухпарного зацепления - углам (α_1, α_2) . При этом сосредоточенную функцию силы $P_n^i = \Phi(\alpha)$ будем считать интегрирующей функцией, а ее переменное плечо относительно центра колеса $f(\alpha) = r_w \cos \alpha$ - интегрируемой функцией. Следуя правилу составления интеграла Стильтьеса

$$\langle S \rangle \int_a^b f(x) d\Phi(x).$$

Тогда, отбрасывая индексы i , получим:

$$T = \langle S \rangle \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} r_w \cos \alpha \cdot d \left(\frac{w_r r_w^2 \cos^2 \alpha}{r_w \cos \alpha \cdot k \rho w} \right) = \langle S \rangle \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} r_w \cos \alpha \cdot d \left(\frac{w_r r_w \cos \alpha}{k \rho w} \right). \quad (16)$$

Но

$$dP = p_n^i dS, \quad (17)$$

где dP - элементарная сосредоточенная сила;

p_n^i - распределенная сила.

Тогда, с учетом (17) имеем:

$$T = \langle S \rangle \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} r_w \cos \alpha \cdot \frac{w_r r_w \cos \alpha}{k \rho w} dS, \quad (18)$$

где $dS = \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\alpha$ - элемент дуги линии зацепления. Тогда

$$T = \langle S \rangle \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} r_w \cos \alpha \cdot \frac{w_r r_w \cos \alpha}{k \rho w} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\alpha. \quad (19)$$

Значит выражение (19) можно получить с помощью вариационной техники по Эйлеру. Для этого постоянные члены вынесем за знак интеграла

$$T = \frac{r_w^2 w_r}{kw} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{\cos^2 \alpha \cdot \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2}}{\rho} d\alpha. \quad (20)$$

Подынтегральную функцию запишем в виде:

$$F = \frac{\cos^2 \alpha \cdot \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2}}{\rho} = \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{\frac{\rho^2 + (\rho')^2}{\rho^2}} = \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\rho'}{\rho}\right)^2} = \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{1 + (r')^2}, \quad (21)$$

где $r = \ln \rho$.

Стационарное значение интеграла (20) найдется из частного уравнения Эйлера (см. (21)), т.к. функция F не зависит от α , т.е. $F = F(\alpha, r')$. В этом случае уравнение Эйлера имеет вид:

$$F_{r'} = c^*. \quad (22)$$

Найдем $F_{r'}$ - частную производную функции $F = F(\alpha, r')$ по r' .

$$F_{r'} = \left(\cos^2 \alpha \cdot (1 + (r')^2)^{\frac{1}{2}} \right)_{r'} = \cos^2 \alpha \cdot \frac{1}{2} (1 + (r')^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot 2r' = \frac{\cos^2 \alpha \cdot r'}{\sqrt{1 + (r')^2}} = \frac{1}{c}, \quad (23)$$

где $c^* = \frac{1}{c}$.

Откуда найдем r' .

$$\frac{\cos^4 \alpha \cdot (r')^2}{1 + (r')^2} = \frac{1}{c^2}, \quad \text{значит}$$

$$\cos^4 \alpha \cdot (r')^2 c^2 = 1 + (r')^2, \quad \text{далее}$$

$$\cos^4 \alpha \cdot c^2 (r')^2 - (r')^2 = 1, \quad \text{т.е. } (r')^2 (\cos^2 \alpha \cdot c^2 - 1) = 1, \quad \text{т.е.}$$

$$(r')^2 = \frac{1}{\cos^4 \alpha \cdot c^2 - 1}, \text{ или, окончательно, имеем:}$$

$$r' = \pm \frac{1}{\sqrt{c^2 \cos^4 \alpha - 1}}. \quad (24)$$

Из уравнения (24) найдем r :

$$r = \pm \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{c^2 \cos^4 \alpha - 1}} + \ln c_1. \quad (25)$$

Для обнаружения связи интеграла (24) с постоянной c , стоящей под знаком радикала в (24), используем условие трансверсальности найденной экстремали и окружности радиуса R с центром в начале координат. Обозначим $\tilde{r} = \ln R$, тогда условие трансверсальности на верхнем пределе интегрирования имеет вид:

$$[F + (\tilde{r}' - r')F_{r'}]_{\alpha=\alpha_2} = 0. \quad (26)$$

$$\text{Но } F = \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{1 + (r')^2} \text{ (см. (21)), а } F_{r'} = \frac{\cos^2 \alpha \cdot r'}{\sqrt{1 + (r')^2}} \text{ (см. (23)).}$$

Тогда, подставив F и $F_{r'}$ в (26), имеем

$$\begin{aligned} \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{1 + (r')^2} + (\tilde{r}' - r') \frac{\cos^2 \alpha \cdot r'}{\sqrt{1 + (r')^2}} &= \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{1 + (r')^2} + \frac{\tilde{r}' \cos^2 \alpha \cdot r'}{\sqrt{1 + (r')^2}} - \\ - \frac{\cos^2 \alpha \cdot (r')^2}{\sqrt{1 + (r')^2}} &= \cos^2 \alpha \cdot \sqrt{1 + (r')^2} + \frac{\cos^2 \alpha \cdot (\tilde{r}' \cdot r' - (r')^2)}{\sqrt{1 + (r')^2}} = \\ &= \frac{\cos^2 \alpha \cdot (1 + (r')^2) + \cos^2 \alpha \cdot (\tilde{r}' \cdot r' - (r')^2)}{\sqrt{1 + (r')^2}} = \frac{\cos^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \tilde{r}' \cdot r'}{\sqrt{1 + (r')^2}} = \\ &= \frac{\cos^2 \alpha \cdot (1 + \tilde{r}' \cdot r')}{\sqrt{1 + (r')^2}} = 0, \end{aligned} \quad (27)$$

т.е. $\cos^2 \alpha = 0$, или $1 + \tilde{r}' \cdot r' = 0$, откуда

$$\tilde{r}' \cdot r' \Big|_{\alpha=\alpha_2} = -1, \quad (28)$$

т.к. $\tilde{r} = \ln R = \text{const}$, то $\tilde{r}' = (\ln R)' = 0$, тогда из (27)

$$r' \Big|_{\alpha=\alpha_2} = -\frac{1}{\tilde{r}'} = \frac{1}{0} = -\infty.$$

Отсюда следует (см. (23))

$$c^2 \cos^4 \alpha - 1 = 0 \text{ при } \alpha = \alpha_2, \text{ или}$$

$$c^2 = \frac{1}{\cos^4 \alpha_2}. \quad (29)$$

Тогда зависимость (24) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} r(\alpha_2) &= \pm \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{\frac{1}{\cos^4 \alpha_2} \cos^4 \alpha - 1}} = \pm \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{\cos^2 \alpha_2 \cdot d\alpha}{\sqrt{\cos^4 \alpha - \cos^4 \alpha_2}} = \\ &= \pm \cos^2 \alpha_2 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{\cos^4 \alpha - \cos^4 \alpha_2}} \end{aligned} \quad (30)$$

Основная трудность определения конкретной формы оптимальной линии зацепления будет заключаться в назначении именно верхнего предела интегрирования в (30). Положим нижний предел в (30) $\alpha_1 = 0$. Это вполне обоснованно потому, что участок двухпарного зацепления следует за участком однопарного зацепления (считая от полюса), на котором, как было доказано ранее $\alpha = 0$. Теперь (30) представим в виде:

$$r = \ln \rho - \ln c_1 = \pm \cos^2 \alpha_2 \cdot \int_0^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{\cos^4 \alpha - \cos^4 \alpha_2}}, \quad (31)$$

здесь (см. ранее) $r = \ln \rho$ и (25),

тогда из (31), следует

$$\ln \frac{\rho}{c_1} = \pm \cos^2 \alpha_2 \cdot \int_0^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{\cos^4 \alpha - \cos^4 \alpha_2}}, \quad (32)$$

$$\text{т.е. } \frac{\rho}{c_1} = e^{\pm \cos^2 \alpha_2 \cdot \int_0^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{\cos^4 \alpha - \cos^4 \alpha_2}}}, \quad (33)$$

откуда

$$\rho = c_1 \cdot e^{\pm \cos^2 \alpha_2 \cdot \int_0^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sqrt{\cos^4 \alpha - \cos^4 \alpha_2}}}. \quad (34)$$

Здесь c_1 играет роль масштабной единицы. В дальнейшем, возможно, связать ее с модулем зубьев.

Таким образом, при помощи разработанного математического аппарата, возможно, определить оптимальную линию двухпарного зацепления для движителей колесно-реечного типа. Это позволит отыскать оптимальный профиль зубьев движителя с точки зрения минимизации работы сил трения, а, следовательно, максимизации его КПД.

Список литературы: 1. Шульц В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента – Л.: Машиностроение, 1990 - 208с. 2. Горо-

бец И.А., Новикова О.Н., Тихонович В.Ю. Оптимизация линии зацепления колесно-реечной передачи / Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ, 1998 - с. 40-44.

НОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ БУРОШНЕКОВОГО СТАВА

Пасынков Р.Е., Молчанов В.Б., Азуз Т., Шепель Т.В.
(ДонГТУ, АО "Буран", г. Донецк, Украина)

Бурошнековые машины являются важным звеном в развитии горного машиностроения и находят широкое применение для безлюдной добычи полезных ископаемых. На заводе "Буран" освоен выпуск бурошнекового комплекса БШК-2Д, который предназначен для выбуривания угля мощностью от 0.7-1.2м. Как показали результаты эксплуатации комплекса, большие затраты времени приходится на технологические операции, связанные со сборкой и разборкой бурового става. Особенно много хлопот доставляют замковые соединения бурошнековых ставов, на замыкание и размыкание которых иногда тратится до 10 мин.

На заводе "Буран" разработан новый вид беззамкового соединения шнековых секций, основанный на замене соединительной замковой муфты на муфту с ловителями, которая не имеет замков. При этом соединение секций бурошнекового става в единую жесткую на разрыв конструкцию ограничивается соедине-

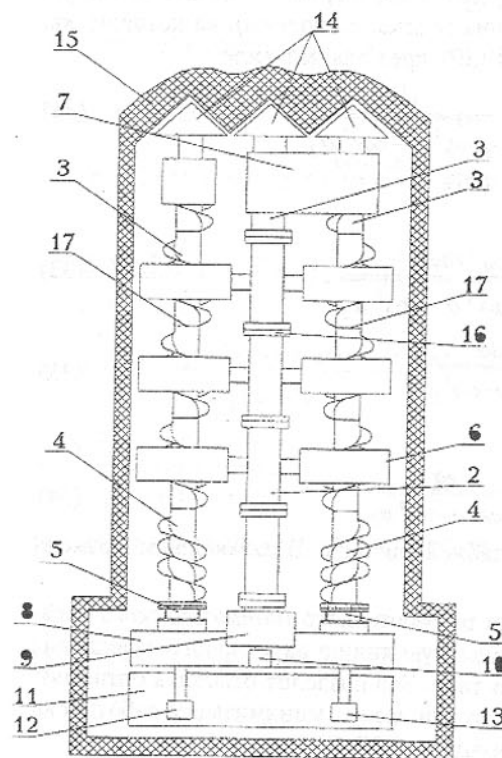


Рис. 1 Общий вид бурошнекового комплекса.

нием секций центрального воздуховодного става.

Для обоснования возможности обеспечения надежной работы такого соединения на рис. 1 представлен общий вид бурошнекового комплекса, на рис. 2 - шнековый став с ловителем, на рис. 3 шнековый став с ловителем в сборе, на рис. 4 - расчетная схема.

Основными узлами бурошнекового става являются шнековый став 1, воздуховодный став 2, головная секция 3, линейная секция 4, выходная муфта 5, промежуточная секция 6, устанавливаемая между линейными секциями 4, головная стяжка 7, устанавливаемая на головной секции 3, соединяющая воздуховодный став 2 и два шнековых става 1, подающая секция 8, в средней части которой установлено подающее устройство 9, соединенное одним концом с воздуховодным ставом 2, а вторым - с домкратом 10, установленном на подающей секции 8, станина 11 с домкратами 12 и 13, которые соединены с подающей секцией 8. На головной стяжке 7 установлены буровые коронки 14, связанные со скважиной 15, соединительная муфта 16 установлена по краям головных 3 и линейных 4 секций воздуховодного става 2, а по краям головных 3 и линейных 4 секций шнекового става 1 установлен ловитель 17.

На рис. 2 и 3 представлен шнековый став 1 с ловителем 17 и ответной частью 18. Ловитель 17 имеет конусные наконечники 19. Для того,

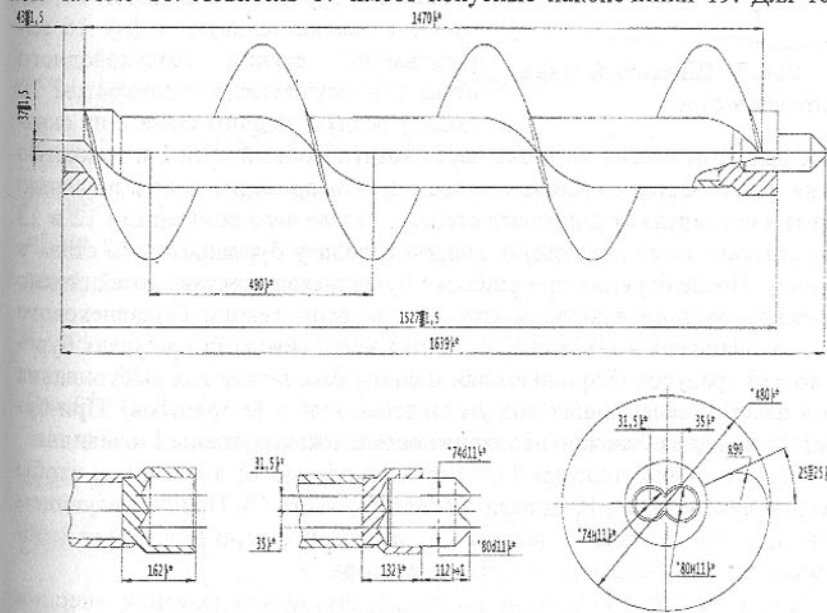


Рис. 2. Шнековый став с ловителем.

чтобы не произошла стыковка шнековых ставов 1 со сдвигом на 180 граду-

сов (это приводит к нарушению линии шнека), конусные наконечники 19 и их ответная часть 18 сделаны в виде восьмерки с разными диаметрами отверстия.

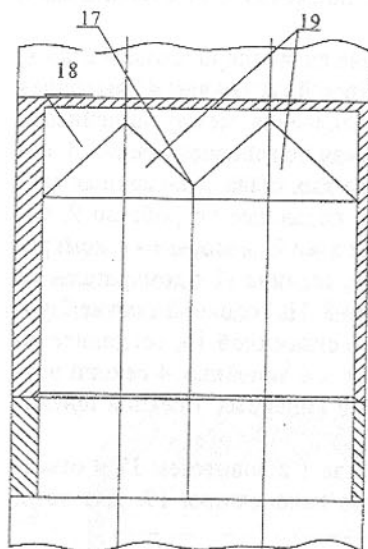


Рис. 3. Шнековый став с ловителем в сборе

жины, при этом осевая нагрузка через воздухопроводный став 2 и головную стяжку 7 передается шнековым ставам 1, что приводит к исчезновению люфтов в соединениях шнековых ставов 1, после чего домкратами 12 и 13 осуществляют через подающую секцию 8 подачу бурошнекового става в скважину. После бурения при разборке бурошнекового става посекционно размыкают соединительную муфту 16 при этом секции бурошнекового става, находящиеся в скважине, остаются неподвижными при углах бурения до +15 градусов (Бурошнековая машина рассчитана для выбуривания угля в пластах, залегающих под углом плюс-минус 15 градусов). При бурении нисходящих скважин неподвижность шнековых ставов 1 очевидна.

При стыковке ловителя 17 с ответной частью 18 достаточно, чтобы конусные наконечники 19 попали в ответную часть 18. При последующем сжатии шнекового става 1 ловец 17 с ответной частью 18 сделают необходимый поворот без вмешательства оператора.

Согласно расчетной схеме на рис. 4 определяем моменты инерции ловителя относительно осей X и Y . Вычисления производим для правой половины окружности, а затем результат будет удвоен. Момент инерции

Работает комплекс БШК-2Д следующим образом:

На подающей секции 8 с помощью выходной муфты 5 устанавливают на ловителях 17 линейные секции 4 двух шнековых ставов 1, между ними к подающему устройству 9, с помощью выходной муфты 5 устанавливают линейную секцию 4 воздухопроводного става 2 и замыкают соединительную муфту 16 воздухопроводного става 2, на другом конце линейных секций 4 воздухопроводного става 2 и шнековых ставов 1 устанавливают линейные 4, промежуточные 6 и головные 3 секции, на выходе головных секций 3 устанавливают головную стяжку 7 с буровыми коронками 14, замыкают соединительную муфту 16 наращиваемой секции воздухопроводного става 2 и осуществляют домкратом 10 подачу воздухопроводного става 2 из сква-

заштрихованного участка относительно оси X вычисляется по следующей схеме:

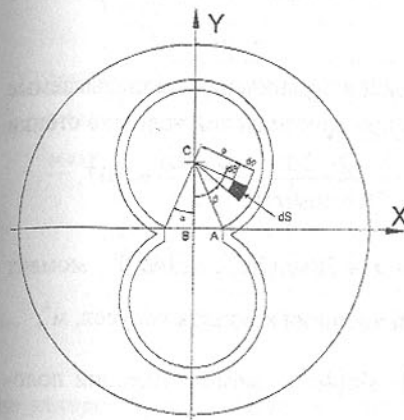


Рис. 4. Расчетная схема

1. Определяется площадь заштрихованного участка

$$ds = \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi$$

2. Определяется расстояние от этой площадки до осей X и Y
 $x = \rho \cdot \sin\varphi$, $y = R \cos\alpha - \rho \cos\varphi$.

3. Моменты инерции относительно осей координат вычисляются как сумма моментов инерции сектора и треугольника ABC относительно этих координат.

$$0.5 \cdot I_x = \int_0^{R\pi} y^2 \cdot ds + I_{x\Delta ABC} = \int_0^{R\pi} (R \cos\alpha - \rho \cos\varphi)^2 \cdot \rho \cdot d\rho d\varphi + R^4 \cdot \cos\alpha \cdot \sin(\alpha)^3 / 12$$

$$I_x = 2 \cdot \int_0^{R\pi} [(R \cos\alpha)^2 - 2 \cdot R \cos\alpha \cdot \rho \cos\varphi + (\rho \cos\varphi)^2] \cdot \rho \cdot d\rho d\varphi + R^4 \cdot \cos\alpha \cdot \sin(\alpha)^3 / 6 =$$

$$R^4 \cdot \{(\cos\alpha)^2 + 1/4\} \cdot (\pi - \alpha) + 2/3 \cdot \sin 2\alpha - 1/8 \cdot \sin(2\alpha) + 1/24 \cdot \sin(2\alpha)(1 - \cos(2\alpha))\} =$$

$$R^4 \cdot \{1/2 + 1/2 \cos 2\alpha + 1/4\} \cdot (\pi - \alpha) + 14/24 \cdot \sin 2\alpha + 1/48 \cdot \sin(4\alpha)\} =$$

$$R^4 / 48 \cdot \{12 \cdot [3 + 2 \cos 2\alpha] \cdot (\pi - \alpha) + 28 \cdot \sin 2\alpha + \sin(4\alpha)\}$$

Аналогично определяется

$$0.5 \cdot I_y = \int_0^{R\pi} x^2 \cdot ds + I_{y\Delta ABC} = \int_0^{R\pi} (\rho \sin\varphi)^2 \cdot \rho \cdot d\rho d\varphi + R^4 \cdot \sin\alpha \cdot \cos(\alpha)^3 / 12$$

$$I_y = R^4 / 48 \cdot [12 \cdot (\pi - \alpha) + 8 \cdot \sin 2\alpha - \sin 4\alpha]$$

Момент инерции относительно точки B - полярный момент инерции, равен $I_p = I_x + I_y = R^4 / 48 \cdot [24 \cdot (\pi - \alpha) \cdot (2 + \cos 2\alpha) + 36 \cdot \sin 2\alpha]$.

Анализ полученных результатов для конкретных данных машины БШК-2Д проведен в среде Mathcad.

Принимаем диаметр муфты, равным диаметру ступицы шнека, $D = 0,16$ м, $R = 0,04$ м - радиус большого конуса ловителя, $R = 0,037$ м - радиус меньшего конуса ловителя, $\Delta = 0,01$ м - толщина стенки шнека, $E = 2 \times 10^{11}$ Па - модуль Юнга первого рода, $G = 0,8E$ Па - модуль Юнга второго рода, P

$= 2 \times 10^5$ Н - осевая нагрузка, $N = 110000$ Вт - мощность привода, $n = 68$ мин⁻¹ - число оборотов шнека, $\alpha = 0, \frac{\pi}{200} \dots \frac{\pi}{2}$ - область изменения центрального угла ловителя, опирающегося на скос.

Из условия вписываемости ловителей в ограничения, накладываемые диаметром ступицы шнека следует, что при минимальной толщине стенки радиус конуса ловителя составит $R(\alpha) = \frac{D - 2\Delta}{2(1 + \cos(\alpha))}$, $\frac{D - 2\Delta}{2} = 0,07$.

$I_x(\alpha) = \frac{R(\alpha)^4}{48} (12(3 + 2\cos(2\alpha))(\pi - \alpha) + 28\sin(2\alpha) + \sin(4\alpha))$ - момент инерции половинки ловителя относительно линии контакта конусов, м⁴.

$I_y(\alpha) = \frac{R(\alpha)^4}{48} (12(\pi - \alpha) + 8\sin(2\alpha) - \sin(4\alpha))$ - момент инерции половинки ловителя относительно оси Y, м⁴.

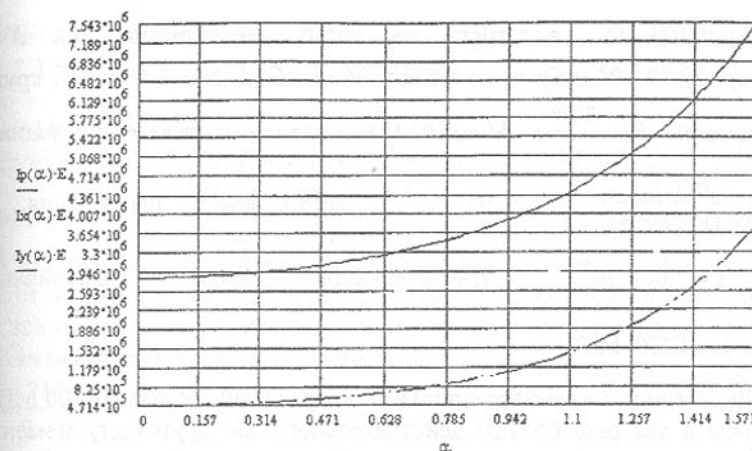
$I_p(\alpha) = \frac{R(\alpha)^4}{48} (24(\pi - \alpha)(2 + \cos(2\alpha)) + 36\sin(2\alpha))$ - полярный момент инерции половинки ловителя относительно центра линии скоса, м⁴.

Ловитель состоит из двух цилиндрических конусов, усеченных параллельно оси цилиндра так, что центральный угол, проходящий через ось цилиндра и опирающийся на линию скоса равен 2. Цилиндры выбираются разных диаметров для того, чтобы при стыковке ловителя с ответной частью нельзя было бы перепутать и соединить наоборот. Это привело бы к нарушению линии шнека на 180 градусов и транспортировка выдаваемой массы ухудшилась бы.

Расчет на прочность, жесткость, контактные напряжения и устойчивость проводим для ловителя с двумя одинаковыми цилиндрами меньшего радиуса. Поэтому реальная конструкция будет обладать большим запасом прочности. При расчете геометрии конструкции параметры большего цилиндра, очевидно, легко пересчитываются. Для ловителя получим следующие моменты инерции.

$$I_x(\alpha) = 2I_x(\alpha), I_y(\alpha) = 2I_y(\alpha), I_p(\alpha) = 2I_p(\alpha).$$

Как следует из графика, чем больше угол среза, тем больше момент инерции. Отсюда, однако, не следует, что его можно увеличивать до 90 градусов, так как при этом эксцентриситет конструкции приближается к нулю, а фигура - к окружности. Очевидно, что при окружности передать крутящий момент нельзя. Муфта будет прокручиваться. Поэтому, чем больше эксцентриситет, тем больше будет площадь контакта вилки шнека,

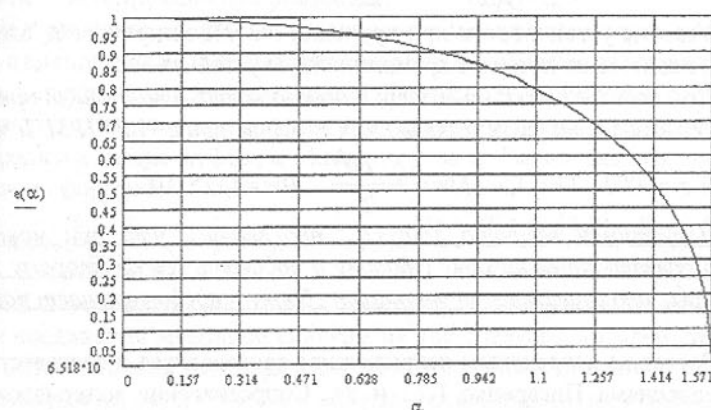


по которой будет передаваться крутящий момент. Его полуоси определяются по формулам.

$$B(\alpha) = R(\alpha)(1 + \cos(\alpha)), \quad A(\alpha) = R(\alpha)\sin(\alpha), \quad e(\alpha) = \frac{\sqrt{B(\alpha)^2 - A(\alpha)^2}}{B(\alpha)}.$$

Зависимость эксцентриситета от угла α представлена на графике.

Из графика следует, что при угле скоса $\alpha = 0,5054$ рад эксцентриситет



снизится всего лишь на 5% от максимального значения, которое достигается при соединении цилиндров без скоса. Поэтому принимаем в дальнейших расчетах $\alpha = 0,5054$.

Как видно из графика, новая конструкция при угле среза $\alpha = 0,5054$ имеет: $R(\alpha) = 0,037$, жесткость на изгиб относительно оси Y -

$$E \cdot I_y(\alpha) = 6,073 \cdot 10^5, \text{ жесткость на изгиб относительно оси } X$$

$$E \cdot I_x(\alpha) = 2,479 \cdot 10^6, \text{ жесткость на кручение} - G \cdot I_p(\alpha) = 2,469 \cdot 10^6, \text{ крутящий момент} - M = \frac{30N}{\pi}, M = 15450, \text{ момент сопротивления кручению}$$

$$W = \frac{I_p(\alpha)}{R(\alpha)(1 + \cos(\alpha))} \quad W = 2,205 \cdot 10^{-4}, \text{ касательные напряжения}$$

$$\tau = \frac{M}{W} \quad \tau = 7,007 \cdot 10^7, \text{ относительный угол закручивания}$$

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad \gamma = 4,379 \cdot 10^{-4}.$$

Допустимое значение касательных напряжений составляет 100 МПа, что почти в два раза больше действительного. По крутящему моменту муфта имеет двойной запас прочности. Проверяем муфту на жесткость. Допустимый угол закручивания составляет 0,035 рад. на 1 м вала. Это на два порядка выше, чем по расчету, поэтому по жесткости такая конструкция проходит.

Производим расчет напряжения изгиба для наиболее опасного случая, когда вся нагрузка R_p приложена от стыка на расстоянии 0,1 м. При этом необходимо проверить ловитель на устойчивость по Николаи-Гринхеллу $L = 0,1$ $N1 = \frac{M}{E \cdot I_y(\alpha)}$ $N2 = \frac{\pi}{2L}$.

Условие устойчивости при кручении $N2 > N1$ выполняется, следовательно, ловитель не потеряет прямолинейную устойчивость.

При подвесе шнека на муфту с одного конца, что бывает при монтаже, создается на вилке изгибающий момент, при $q = 1000 \text{ Н/м}$. $L = 1,5 \text{ м}$, равный $q = 1000$ $Lh = 1,5$ $Mw = \frac{q \cdot Lh^2}{2}$ $Mw = 1,125 \cdot 10^3$.

Допустимая величина 160Е+6. Это значит, что при монтаже можно одевать шнек на одну сторону и подавать его ко второму концу без опоры, что существенно упрощает сборку и предотвращает поломку муфты.

Расчет по контактным напряжениям производится в соответствии с рекомендациями Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов стр. 220. Допустимое напряжение на смятие принимается 320 МПа. Проверяем истинное напряжение на смятие. При этом определяем допустимую длину ловителя. Контактное напряжение вычисляется по формуле $\sigma = 3,2 \cdot 10^8$ $Ld = \frac{M}{4R(\alpha)^2 \sigma}$,

где σ - допустимое напряжение, Ld - допустимая длина ловителя $Ld = 0,009$.

Принятая длина ловителя составляет 0,1 м, что удовлетворяет расчетам.

Произведем расчет стенки муфта в месте утонения на разрыв. Диаметр муфты 160 мм. Минимальная толщина стенки муфты вычисляется по формуле $\delta = \frac{D - 2 \cdot 0,04(1 + \cos(\alpha))}{2}$.

Осевая нагрузка, передающая крутящий момент в муфте, распределяется по сечению по определенному закону. Рассмотрим наихудший, когда вся нагрузка сосредоточена в самом тонком месте сечения муфты. Тогда осевая нагрузка в этом сечении будет равна

$$P = \frac{2M}{D - \delta}.$$

При этом максимальное нормальное напряжение определится так:

$$\sigma = \frac{P}{2L\delta} \quad \sigma = 1,993 \cdot 10^8.$$

Допустимое напряжение составляет 160 МПа. Учитывая, что противодействие разрыву оказывает не только место с наименьшей толщиной (если бы этой стенки вообще не было, то муфта была бы открытой и передавала бы крутящий момент так же, как кулачковая муфта старого образца). Поэтому можно считать, что в рассматриваемом варианте нарушение целостности конструкции не произойдет.

При стыковке муфты достаточно, чтобы вершина конуса ловителя попала в гнездо муфты. Как показывают расчеты, вероятность попадания в область успешного соединения, определяемая, как отношение площадей благоприятствующих результату ко всей площади гнезда муфты, не зависит от радиуса гнезда муфты, а только от угла α . Расчет ведется последовательно по формулам:

$$\beta = \arccos\left(\frac{1}{2\cos(\alpha)}\right) \quad \beta = 0,963 \quad p(\alpha) = \frac{2\sin(\beta) + \sin(4\beta) + 4(\pi - \beta)}{2[2(\pi - \alpha) + \sin(\alpha)^2]}.$$

Эта вероятность достаточно высокая, поэтому при исключении ошибки соединения муфты со сдвигом на 180 градусов проблем со сборкой не будет. Расчеты подтверждают работоспособность новой муфты по всем основным характеристикам и ее можно рекомендовать к испытаниям.

ВЫВОДЫ

1. Предлагаемая муфта обеспечивает соединение шнеков без доворота, так как возможно его соединение при любом угле остановки вращателей. Для этого необходимо большим диаметром ловителя попасть в гнездо большего диаметра муфты шнека, а дальше шнек за счет ловителя повернется сам и наденется на ответную часть.

2. В соединенном состоянии с одного конца шнеков может быть поднят на ловителях как на консоли. Жесткости ловителя достаточна для удержания одного шнека. Это обеспечивает возможность последовательной сборки шнеков и снижает время сборки.

3. Расчеты показывают, что предлагаемое соединение существенно более надежное, чем существующее, по параметрам передачи изгибающих напряжений и напряжений смятия, так как площадь контакта в новой муфте значительно выше.

4. Предлагаемая муфта позволяет уменьшить диаметр соединения до 0,16 м, что исключает необходимость в соединительных галтелях при стыковке валов с различными диаметрами а также увеличивает пространство для транспортирования угля и снижает вес шнеков.

5. Применение новой конструкции обеспечивает контроль направления бурения по разности суммарных осевых смещений левого и правого шнеков. Осевые смещение обусловлены направлением на забой реакций шнеков при транспортировке угля на устье скважины. Наличие осевого суммарного люфта в месте соединен шнека с машиной свидетельствует об отклонении скважины в сторону, противоположную шнеку с большим люфтом. С помощью набора дополнительных шайб, одеваемых в месте соединения шнека с машиной, обеспечивает управление направлением бурения.

6. Установка ловителей некруглой формы для соединения и вращения бурошнекового става является существенным отличием данного устройства и позволяет устранить операции доворота при сборке и разборке соединительной муфты, так как ловитель обладает способностью самостоятельно осуществлять необходимый доворот благодаря имеющимся конусным наконечникам, что уменьшает время на наращивание и разборку бурошнекового става.

7. В существующих бурошнековых комплексах указанные операции не могут быть исключены, так как при отсутствии фиксации муфты в закрытом состоянии при ее осевом смещении в процессе работы произойдет уменьшение площади контакта кулачков муфты, передающих крутящий момент, что приведет к их смятию. Кроме того кулачковая муфта существующих комплексов, в отличии от ловителя, требует довольно точной установки соединяемых частей для стыковки, что не может быть реализовано без доворота шнекового става. Если увеличить длину кулачков муфты, то в этом случае кулачки не смогут передавать крутящий момент из-за деформации, вызванной изгибными напряжениями. Деформация кулачков даже незначительная может привести к невозможности последующей его сборки, что снижает надежность известных соединений.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ИЗНОС ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Польченко В.В., Москин С.С. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Одной из основных задач исследования внешнего трения является разработка методов прогнозирования долговечности деталей и узлов машин. В настоящее время существует много теорий расчета износа. Но единой общепризнанной методики, позволяющей рассчитать величину износа определенных деталей при определенных частных условиях, нет.

В частности, по прогнозированию величины износа и определению долговечности зубчатых муфт нет методики, применяющейся в практике инженерных расчетов. 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, т.к. условия трения зубчатых муфт резко отличаются от условий трения зубьев зубчатых колес. В области трения, долговечности зубчатых муфт и расчета износа зубьев имеется весьма ограниченное число исследований. Общим недостатком исследований является приблизительное знание механизма износа, ведущего вида износа и факторов, влияющих на долговечность зубьев зубчатых муфт.

На основании анализа исследований знакопеременного скольжения установлены факторы, в наибольшей мере определяющие этот процесс: микрогеометрия контактирующих тел, поверхностная твердость металла, ускорение и скорость относительного скольжения, давление в зоне контакта, амплитуда колебаний, частота колебаний, жесткость конструкции, температура образцов и окружающей среды [1].

Некоторые факторы, такие как микрогеометрия контактирующих образцов, твердость их, жесткость конструкции и температура образцов и окружающей среды, легко контролировать и устанавливать такими как и в натурной муфте. Поэтому варьировать в экспериментальных исследованиях эти факторы нет необходимости.

Ускорение и скорость относительного скольжения являются производными от амплитуды и частоты колебаний. Поэтому в исследованиях экспериментального трения необходимо варьировать следующими трем факторами, изменяющимися в процессе эксплуатации зубчатой муфты:

- давление в зоне контакта;
- амплитуда колебания (величина возвратно-поступательного скольжения)

- частота колебаний, связанная с частотой вращения соединяемых муфтой валов [2].

В литературных источниках данных о влиянии этих факторов на износ муфт нет. Поэтому целью эксперимента является исследование каждого указанного фактора на износ и, на основании экспериментальных данных, основ расчета долговечности зубчатых муфт.

Эксперименты по выявлению основных факторов на величину износа зубьев зубчатых муфт проводились на специально спроектированной и изготовленной установке, позволяющей моделировать условия трения зубьев.

Установка представляет собой кривошипно-шатунный механизм, смонтированный на токарном станке модели 1Е110 и обеспечивающая исследование на трение в условиях возвратно-поступательного движения (рис.1).

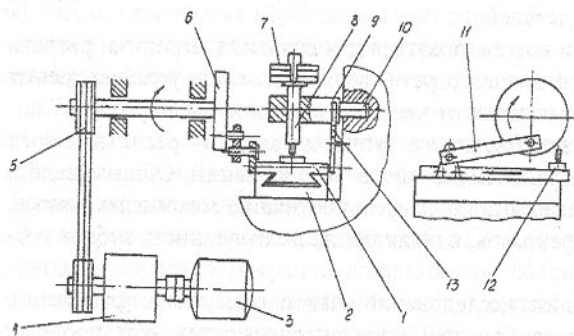


Рис. 1. Экспериментальная установка.

Вращение от электродвигателя 3 через редуктор 4 и клиноременную передачу 5 передается шпинделю 6, на правом конце которого закрепляются сменные эксцентрики, являющиеся звеньями кривошипно-шатунного механизма. Кривошипно-

шатунный механизм преобразует вращательное движение шпинделя в возвратно-поступательное перемещение верхнего стола 1. На столе закрепляется исследуемый образец, который представляет собой пластину с размерами 60x25x10 мм.

Изменением величины эксцентриситета эксцентрика и скорости вращения шпинделя можно изменять амплитуду скольжения (величину проскальзывания), скорость возвратно-поступательного перемещения стола с образцом и частоту колебаний. Такие изменения равносильны изменению угла перекоса соединяемых валов и их частоты вращения в зубчатой муфте.

Схема нагружения испытываемого образца в установке шар-плоскость, что соответствует первоначальному точечному контакту сопряженных зубьев муфты. Нагрузка на образец осуществляется индентором 8, установленном в оправке 9, так чтобы он смог свободно переме-

щаться в вертикальной плоскости. Изменение нагрузки производится сменной грузом 7.

Скорость относительного перемещения зубьев муфты как для зуба с прямолинейной образующей после приработки, так и для зуба с криволинейной образующей, состоит из геометрической суммы скоростей качения V_k и скольжения $V_{ск}$. Расчеты показывают, что соотношение скорости качения V_k и скорости скольжения $V_{ск}$ для зубчатых муфт по ГОСТ 5006-83, есть величина постоянная и равна 1:8 при разных углах перекоса и скорости вращения соединяемых валов.

Чтобы приблизить условия контактирования двух тел в экспериментальной установке и контактированию двух зубьев муфты, установка снабжена дополнительным рычажным механизмом 13.

Рычажный механизм (рис. 2) состоит из рычага 5, посаженного на

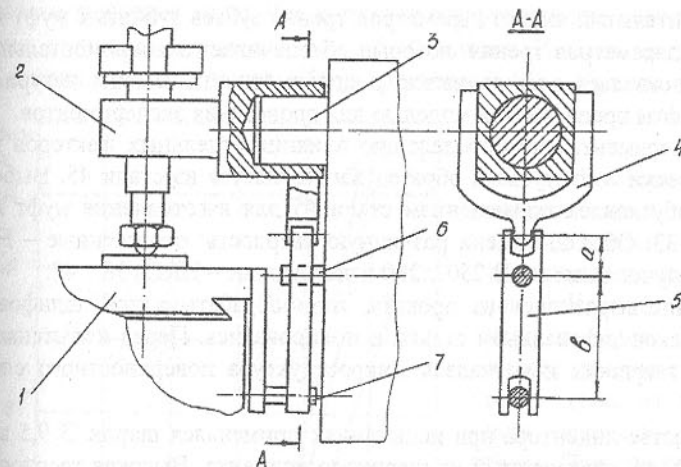


Рис. 2. Рычажный механизм.

ось 6, державки 4 и осей 7 и 3. При движении верхней части стола 1, жестко скрепленная с ним ось 7 получает возвратно-поступательное движение и преобразует его в колебательное движение рычага 5 с державкой 4, закрепленной на оправке 2. Последняя получает колебательные движения относительно оси 3. Таким образом, возвратно-поступательное перемещение верхнего стола 1 преобразуется в колебательное движение оправки 2 с индикатором. Соотношение плеч рычага 7 принято $a/b=1/8$, что соответствует величине соотношения скорости скольжения $V_{ск}$ и скорости качения V_k в зубчатой муфте. В таблице 1 представлены значения параметров трения зубьев зубчатых муфт и параметров трения образцов, обеспечиваемых установкой.

Таблица 1 – Параметры трения в зубчатой муфте и в экспериментальной установке

Наименование параметров трения	Зубчатые муфты ГОСТ 5006-83	Экспериментальная установка
Давление, МПа	до 1000	> 400
Величина проскальзывания (амплитуда) мм	0,3 ... 4,3	0,4 ... 4,25
Скорость относительного перемещения тел трения м/с	2,0 ... 44	1,0 ... 42
Частота возвратно-поступательного перемещения, Гц	2,0 ... 30	2,0 – 25
Первоначальный контакт	Точечный	Точечный

Сравнительный анализ параметров трения зубьев зубчатых муфт по ГОСТ-83 и параметров трения, которые обеспечивает экспериментальная установка, позволяет сделать вывод о правомерности замены натурной зубчатой муфты предлагаемой моделью для проведения экспериментов.

В экспериментах по определению влияния отдельных факторов на величину износа, испытуемый образец изготавливается из стали 45. Выбор материала обусловлен применением стали 45 для изготовления муфт по ГОСТ 5006-83. Образцы имели различную твердость: отожженные – HB 197... 205, улучшенные – HB 250... 260 и закаленные – HRC₃ 38... 42.

Образцы выразились из проката, термообрабатывались, шлифовались на плоскошлифовальном станке и полировались. Перед испытанием измерялась твердость и изучалась микроструктура поверхностного слоя образца.

В качестве индентора при испытаниях применялся шарик Ø 9,5 мм из стали ШХ 15, извлеченный из шарикоподшипника. Высокая твердость индентора обеспечивала малый его износ и практически сохранность постоянного давления за время испытаний.

При каждой нагрузке и амплитуде проскальзывания получали не менее 3...5 дорожек трения. Шаг дорожек принимался таким, чтобы исключить влияние соседних.

Измерение глубины лунки (дорожки трения) производилось на профилографе-профилометре «Калибр-252». При этом измерялось не менее 3-х сечений по длине лунки. Линейный способ замера износа образца методом профилографирования лунки с выходом на технологическую поверхность дает более точные результаты, чем весовой метод, особенно при малых величинах износа.

Соответствие вида износа модели и на муфте определялось по внешнему виду изношенной поверхности при увеличении 50, изучением микроструктуры на металлографическом микроскопе МИМ-7 и измерением электросопротивления контакта трущихся поверхностей.

Через контакт трущихся деталей (образец и индентор) пропусклся электрический ток $I = 50$ ма и напряжением 10 мв. Параметры силы тока выбирались малыми во избежание возможной электроэрозии. Значение тока в контакте измерялось миллиамперметром и по колебаниям его делался вывод о виде износа. Во всех испытаниях сохранился ведущий вид износа – схватывание 1 рода.

Влияние давления на величину линейного износа изучалось в широком диапазоне давлений – от 400 МПа до 1100 МПа. При этом амплитуда скольжения составляла 2,75 мм, а частота колебаний возвратно- поступательного движения 10 гц. Число циклов нагружения для всех уровней нагрузки принимался постоянным – $2,8 \cdot 10^3$ циклов. Испытания проводились без смазки и в среде масла «Индустриальное - 45». Образцы для испытаний имели различную твердость.

Экспериментальные зависимости линейного износа от удельного давления представлены на рис. 3 и рис. 4. Из графиков следует, что давление однозначно влияет на износ: с увеличением давления увеличивается повреждаемость контакта. При трении без смазки можно выделить два четко выраженных участка графика: до некоторого значения давления ($P_a = 600$ Мпа) рост величины износа незначителен, а после – резко возрастает.

Исследования микрорельефа и металловедческий анализа поверхности трения показал, что при 1 - сталь 45, HRC₃ 38...42; 2 - сталь 45, HB 250...260; 3 - сталь 45, HB 197...205.

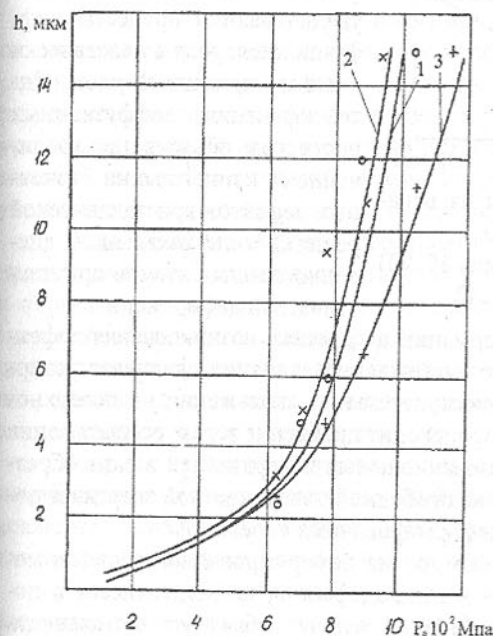


Рис. 3. Влияние давления на величину износа при сухом трении:
1 - сталь 45, HRC₃ 38...42; 2 - сталь 45, HB 250...260; 3 - сталь 45, HB 197...205.

нормальный механо-химический износ характеризующийся изнашиванием и разрушением окисных пленок. Повреждение металла при этом не происходит. При некотором критическом давлении механо-химический износ переходит в схватывание 1 рода, который интенсифицируется при дальнейшем росте давлений. Смена ведущих процессов износа происходит при достижении критического давления примерно равного пределу текучести материала.

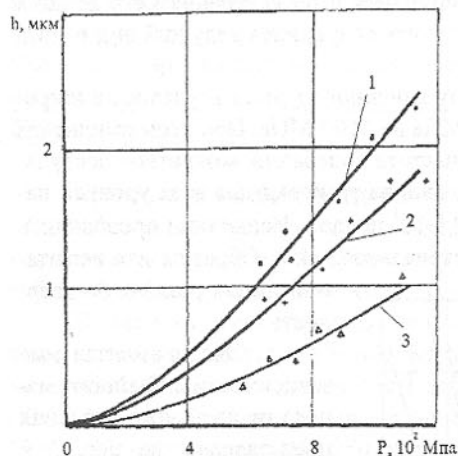


Рис. 4. Влияние давления на величину износа в среде смазки И-30:

1 - сталь 45, НВ 197...205; 2 - сталь 45, НВ 250...260; 3 - сталь 45, HRC₃ 38...42.

Кроме пластической деформации на процесс возникновения дефектов в кристаллической решетке существенное влияние оказывает реверсивное трение. При возвратно-поступательном скольжении на поверхностях трущихся тел интенсивно происходит дробление зерен, расшатывание поверхностной структуры, образование новых поверхностей и разнообразных дефектов, а также увеличение свободной поверхностной энергии и потенциальной энергии системы деформированных слоев.

Повышение энергетического уровня деформированной решетки металла, а также развитие макро- и микродефектов, наблюдающееся в поверхностных слоях на дислокационной основе, облегчает возможность диффузионного, адсорбционного и хемобсорбционного взаимодействия поверхности трения металла со средой. Все эти процессы способствуют интенсивному образованию пленок вторичных структур.

Основным фактором, оказывающим решающее влияние на величину износа при изменении удельного давления, является пластическая деформация материала.

При пластической деформации, которая увеличивается с увеличением нагрузки на фрикционный контакт, резко увеличиваются процессы диффузии кислорода в пластически деформированный слой. Интенсификация диффузионных процессов объясняется увеличением концентрации точечных дефектов кристаллической решетки типа вакансий и дислоцированных атомов при пластической деформации.

Пленки окислов обладают значительной хрупкостью, которая особенно интенсивно проявляется при достижении ими достаточной толщины. Так как постоянная кристаллической решетки металла не совпадает с постоянной вторичных структур, то по мере увеличения толщины пленки, она легко растрескивается.

Пленки окислов имеют иную твердость, чем металл. Все это приводит к тому, что при трении с поверхности металлического тела она удаляется легче, чем металл. Он обнажается, на нем вновь образуется пленка, и изнашивание происходит в результате удаления окисленного слоя металла. И чем выше удельная нагрузка, чем выше пластическая деформация поверхностного слоя, тем в большей степени проявляется описанное явление, тем толще образуется пленка вторичных структур.

При определенном критическом давлении толстый слой пленки окислов становится рыхлым и легко разрушается тангенциальными силами. В результате в контакт вступают чистые поверхности металла и нормальный механохимический износ переходит в схватывание 1 рода с образованием узлов связи и их разрушением.

Несколько иной характер зависимости величины линейного износа от давления обнаружен при испытаниях образцов в среде смазки. Эксперименты проводились с маслом «Индустриальное - 30» ГОСТ 1707-81. В результате металловедческого анализа и изучения микропрофиля контакта установлено, что во всем диапазоне удельных давлений имел место нормальный механо-химический износ. Интенсивность износа монотонно увеличивалась с увеличением удельного давления.

Возникновение жидкостного трения в описываемом эксперименте препятствует переменной скорости относительного скольжения индентора и образца, изменяющаяся от нуля до максимума. Применение смазочной среды обеспечивает создание граничного слоя смазки. Основными функциями граничного слоя является физическое разделение поверхностей трения, деконцентрация нагружения и экранирование поверхности контакта от поступления в зону контакта атмосферного кислорода.

В случае граничного трения между контактирующими поверхностями образуется квазиупругий граничный слой смазки, который, однако не исключает тангенциального взаимодействия трущихся тел, т.е. на контакте трения имеет место как нормальные так и тангенциальные силы.

При наличии граничного слоя смазки пластической деформации подвергаются не объемы металла, а только поверхностные слои. Поэтому активность металла к окружающей среде меньше, чем при сухом трении. Кроме того, экранирующее действие смазки уменьшает поступление атмосферного кислорода в зону трения и окисление происходит в основном за счет кислорода смазки и активности компонентов ее. Все это приводит к

уменьшению толщины пленок вторичных структур, по сравнению с трением без смазки, и износ уменьшается.

Влияние амплитуды скольжения на величину линейного износа исследовалось в диапазоне от 0,2 до 3,5 мм при давлении $P_a = 890$ МПа без смазки и в среде смазки «Индустриальное 30».

Предварительными экспериментами было установлено, что при постоянном количестве циклов линейный износ прямо пропорционален амплитуде скольжения. Но изменение амплитуды скольжения при постоянном количестве циклов приводит к изменению пути трения, что сказывается на абсолютной величине износа. Поэтому для оценки интенсивности разрушения поверхности в зависимости от величины скольжения линейный износ приводился к единице пути трения. Эксперименты проводились при пути скольжения равным 3×10^3 см.

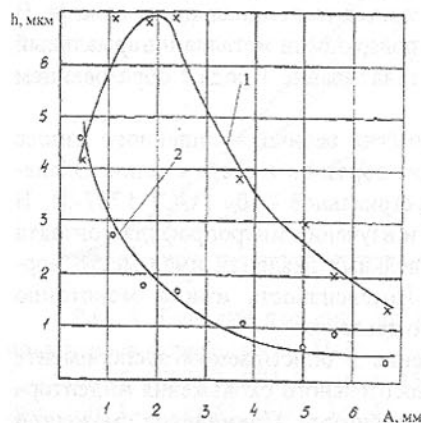


Рис. 5. Влияние амплитуды на износ образца при $P_a = 890$ МПа, $n = 560$ мин⁻¹, $l = 3 \times 10^4$ мм, сталь 45 НВ 197 ... 205: 1 - сухое трение; 2 - со смазкой И-30.

скорости относительного скольжения. Однако, изменение скорости относительного скольжения находится в таком диапазоне, что не вызывает больших температур в зоне трения и структурных изменений поверхностных слоев, и им практически можно пренебречь.

Полученную экспериментальную зависимость можно объяснить изменением условий кинетики разрушения и образования защитных пленок, причем решающим фактором, влияющим на величину износа, является время контакта поверхностей трения с внешней средой.

Зависимость линейного износа от амплитуды скольжения представлена на рисунке 5. Из графика следует, что с уменьшением величины проскальзывания линейный износ увеличивается при трении со смазкой на всем диапазоне изменения амплитуды скольжения от 0,2 до 3,6 мм.

Иной характер изменения линейного износа при изменении амплитуды скольжения выявлен при трении без смазки. В этом случае зависимость линейного износа от амплитуды скольжения имеет максимум, который обнаружен при амплитудах близких к 1 мм.

Изменение амплитуды скольжения приводит к изменению

Металловедческий анализ поверхностей трения показал, что с увеличением амплитуды скольжения (увеличением времени контактирования поверхностей трения с газовой и жидкой средой) процессы схватывания минимизируются и переходят в нормальный механохимический износ. Это явление проявляется при значении амплитуд близких к 2 мм. Следовательно, в данном случае при разрушении поверхностей трения превалирующим является более выгодные условия образования защитных пленок, а не путь трения.

При уменьшении амплитуды скольжения (уменьшение времени контактирования поверхностей с газовой и жидкой средой) пленка окислов не успевает образоваться достаточной толщины и площади и на поверхностях трения остаются ювенильные поверхности, образовавшиеся от предыдущего цикла разрушения. При таких условиях процессы схватывания интенсифицируются при малых удельных давлениях.

Кроме того, при малых значениях амплитуды скольжения затрудняется выход частиц износа из зоны трения, которые оказывают абразивное действие. Схватывание 1-го рода и сопутствующий абразивный износ способствует резкому износу поверхностей трения.

В условиях трения с амплитудами близкими к 1,00 мм при трении без смазки основным процессом является усталостное разрушение металла, сопровождающееся появлением значительного количества трещин и повышением химической активности поверхности трения. В этом случае износ осуществляется через механизм динамического окисления.

При дальнейшем уменьшении амплитуды скольжения наблюдается обильное выделение окислов бурого цвета, поверхность контакта также приобретает бурую окраску. В этом случае мы имеем дело с фреттинг-коррозией, для осуществления которой имеются все необходимые предпосылки: возвратно-поступательное перемещение трущихся поверхностей с малой амплитудой скольжения, динамическое нагружение контакта, вследствие непрерывного изменения скорости скольжения, которой процессы схватывания минимизируются. Следует иметь в виду, что для каждого значения амплитуды существует определенное значение удельного давления, пониженная скорость реверсивного скольжения. При таком виде износа интенсивность разрушения поверхностей определяется количеством циклов скольжения, а не величиной пути трения.

Результаты экспериментов показывают, что уменьшение величины линейного износа зубчатых муфт может быть достигнуто выбором определенной амплитуды относительного скольжения. Идеальным случаем работы зубчатых муфт нужно считать такой, когда отсутствует реверсионное трение скольжения. Но как отмечалось раньше, этого достичь практически не возможно, т.к. даже при соосных валах наличие бокового зазора между

зубьями муфты приводит к относительному перекоосу осей обоймы и втулки.

Второй путь уменьшения износа, вытекающий из результатов эксперимента по выявлению влияния амплитуды скольжения на износ, - это увеличение амплитуды относительного скольжения, при которой процессы схватывания минимизируются. Следует иметь в виду, что для каждого значения амплитуды существует определенное значение удельного давления, при котором возникает схватывание.

Увеличение амплитуды относительного скольжения достигается увеличением угла перекоаса осей обоймы и втулки. При этом увеличивается путь трения для зуба втулки. Зубья обоймы при больших значениях находятся в более благоприятных условиях, т.к. путь трения для точек, участвующие в трении будет зависеть только от нагрузки и пятна контакта.

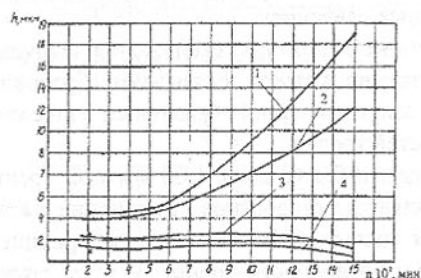


Рис. 6. Влияние частоты колебаний на износ образца при $A = 2,5$ мм, $L = 1,5 \times 10^4$ мм: 1 - сухое трение, $P_a = 1035$ МПа; 2 - сухое трение, $P_a = 890$ МПа; 3 - смазка И-30, $P_a = 1035$ МПа; 4 - смазка И-30, $P_a = 890$ МПа.

высоких частот.

Увеличение при высоких частотах нагружения контакта при сухом трении можно объяснить изменением скорости относительного перемещения и разупрочнения поверхности трения.

При данных условиях эксперимента изменение скорости при низких и высоких частотах составляет примерно 7 раз. Такое повышение скорости скольжения приводит к повышению температуры поверхностного слоя. Это способствует увеличению поверхностной энергии образца, интенсификации диффузионных процессов и образованию пленок окислов большой толщины. При трении с высокими частотами было замечено обильное выделение продуктов износа.

Влияние частоты колебаний на величину линейного износа исследовалось в диапазоне от 3 до 30 Гц при амплитуде скольжения $1,25$ мм и постоянном пути трения 15×10^3 мм в среде смазки И-30 и без смазки. Полученные экспериментальные зависимости представлены на рис. 6. В диапазоне исследованных частот, износ увеличивается с увеличением частоты колебаний при трении без смазки. При работе в среде смазки И-30 в области низких частот наблюдается больший износ, чем в области

Металлографический анализ поверхностей трения показывает, что с увеличением частоты реверсирования происходит снижение микротвердости изнашиваемой поверхности. Снижение микротвердости поверхностей трения указывает на существенную роль разупрочнения поверхностных слоев при реверсивном трении.

В условиях трения со смазкой при низких частотах скорость относительного скольжения мала ($\approx 0,04$ м/сек), что неблагоприятно сказывается на образовании масляного клина между трущимися поверхностями. При увеличении частоты колебаний увеличивается скорость относительного скольжения, что способствует образованию на некоторых участках трения масляного клина. Этим положением объясняется уменьшение износа при высоких частотах реверсирования.

В результате проведенных исследований установлено, что основными эксплуатационными параметрами, влияющими на износ муфт, являются величина давления на сопрягаемых зубьях, скорости относительного скольжения, частота вращения валов. Результаты эксперимента могут быть использованы для расчета муфт на долговечность.

Список литературы: 1. Костецкий Б.И. Трения, смазка и износ в машинах. К.: Техника - 1970. - 403 с. 2. Польченко В.В., Михайлов А.Н. Износ в зубчатых муфтах // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997, Вып 4. - с.131 - 135.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛИ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕМ ОБОРУДОВАНИИ

Фарадж Али (АО "Буран", г. Донецк, Украина)

Привод станка сообщает инструменту и заготовке необходимые скорости и усилия, необходимые для осуществления данного технологического процесса. Привод станка состоит, как показано в работе [1], из коробки скоростей, осуществляющей главное движение, коробки передач и привода вспомогательных и установочных перемещений.

К современным станкам предъявляются повышенные требования по качеству и точности обработки детали, что накладывает жесткие требования на статические и динамические качественные показатели станка. Для их обеспечения возросли требования к электроприводу станка, и, как следствие, к качеству электроэнергии. Снижение качества подаваемой электро-

зубьями муфты приводит к относительному перекоосу осей обоймы и втулки.

Второй путь уменьшения износа, вытекающий из результатов эксперимента по выявлению влияния амплитуды скольжения на износ, - это увеличение амплитуды относительного скольжения, при которой процессы схватывания минимизируются. Следует иметь в виду, что для каждого значения амплитуды существует определенное значение удельного давления, при котором возникает схватывание.

Увеличение амплитуды относительного скольжения достигается увеличением угла перекоосу осей обоймы и втулки. При этом увеличивается путь трения для зуба втулки. Зубья обоймы при больших значениях находятся в более благоприятных условиях, т.к. путь трения для точек, участвующие в трении будет зависеть только от нагрузки и пятна контакта.

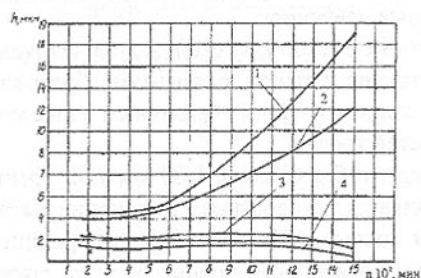


Рис. 6. Влияние частоты колебаний на износ образца при $A = 2,5$ мм, $L = 1,5 \times 10^4$ мм: 1 - сухое трение, $P_a = 1035$ МПа; 2 - сухое трение, $P_a = 890$ МПа; 3 - смазка И-30, $P_a = 1035$ МПа; 4 - смазка И-30, $P_a = 890$ МПа.

высоких частот.

Увеличение при высоких частотах нагружения контакта при сухом трении можно объяснить изменением скорости относительного перемещения и разупрочнения поверхности трения.

При данных условиях эксперимента изменение скорости при низких и высоких частотах составляет примерно 7 раз. Такое повышение скорости скольжения приводит к повышению температуры поверхностного слоя. Это способствует увеличению поверхностной энергии образца, интенсификации диффузионных процессов и образованию пленок окислов большой толщины. При трении с высокими частотами было замечено обильное выделение продуктов износа.

Влияние частоты колебаний на величину линейного износа исследовалось в диапазоне от 3 до 30 Гц при амплитуде скольжения $1,25$ мм и постоянном пути трения 15×10^3 мм в среде смазки И-30 и без смазки. Полученные экспериментальные зависимости представлены на рис. 6. В диапазоне исследованных частот, износ увеличивается с увеличением частоты колебаний при трении без смазки. При работе в среде смазки И-30 в области низких частот наблюдается больший износ, чем в области

Металлографический анализ поверхностей трения показывает, что с увеличением частоты реверсирования происходит снижение микротвердости изнашиваемой поверхности. Снижение микротвердости поверхностей трения указывает на существенную роль разупрочнения поверхностных слоев при реверсивном трении.

В условиях трения со смазкой при низких частотах скорость относительного скольжения мала ($\approx 0,04$ м/сек), что неблагоприятно сказывается на образовании масляного клина между трущимися поверхностями. При увеличении частоты колебаний увеличивается скорость относительного скольжения, что способствует образованию на некоторых участках трения масляного клина. Этим положением объясняется уменьшение износа при высоких частотах реверсирования.

В результате проведенных исследований установлено, что основными эксплуатационными параметрами, влияющими на износ муфт, являются величина давления на сопрягаемых зубьях, скорости относительного скольжения, частота вращения валов. Результаты эксперимента могут быть использованы для расчета муфт на долговечность.

Список литературы: 1. Костецкий Б.И. Трения, смазка и износ в машинах. К.: Техника - 1970. - 403 с. 2. Польченко В.В., Михайлов А.Н. Износ в зубчатых муфтах // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997, Вып 4. - с.131 - 135.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛИ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕМ ОБОРУДОВАНИИ

Фарадж Али (АО "Буран", г. Донецк, Украина)

Привод станка сообщает инструменту и заготовке необходимые скорости и усилия, необходимые для осуществления данного технологического процесса. Привод станка состоит, как показано в работе [1], из коробки скоростей, осуществляющей главное движение, коробки передач и привода вспомогательных и установочных перемещений.

К современным станкам предъявляются повышенные требования по качеству и точности обработки детали, что накладывает жесткие требования на статические и динамические качественные показатели станка. Для их обеспечения возросли требования к электроприводу станка, и, как следствие, к качеству электроэнергии. Снижение качества подаваемой электро-

энергии, ее мощности и частоты повысило вероятность получения на металлорежущих станках бракованных деталей. Это явление не может быть объяснено известными причинами. На основании проведенных исследований была выдвинута гипотеза о том, что "невидимое глазом" негативное воздействие некачественной трехфазной сети является причиной обнаруженных сбоев в работе станка. К этому выводу подтолкнули случаи получения брака из-за одновременного подключения к одному и тому же источнику питания (трехфазному трансформатору) электропривода станка и потребителей с несимметричной и нелинейной нагрузкой, к которым можно отнести сварочные аппараты, электродуговые печи, тиристорные преобразователи и т.п.

В данной работе рассматривается взаимовлияние колебательной составляющей крутящего момента электропривода, обусловленной высшими гармониками и несимметричностью трехфазной сети, и крутильных колебаний станка, вызванных силами резания. Этими колебаниями обусловлены основные динамические процессы в станке, в значительной мере определяющие качество изготавливаемой продукции.

Причиной появления высших гармоник в электрической сети согласно [2] являются в основном приемники электрической энергии, обладающие нелинейной фолт-амперной характеристикой. Для оценки влияния несинусоидальности тока и напряжения на работу электрооборудования необходимо знать спектральный состав и уровень высших гармоник. Среди всех источников высших гармоник выделяются вентильные преобразователи, получившие наиболее широкое распространение в системах электроснабжения промышленных предприятий разных отраслей промышленности. В токе преобразователя помимо основной гармоники содержатся высшие гармоники, порядок которых зависит от числа фаз преобразователя p_p и определяется выражением

$$\nu = kp_p \pm 1,$$

где $k=1,2,3,\dots$ - натуральный ряд чисел.

При этом автор [2] уточняет, что уровень высших гармоник, генерируемых преобразователем, зависит как от режима его работы, так и от параметров питающей сети. Заслуживает внимание появление помимо канонических гармоник ряда k также неканонических гармоник ($\nu=2,3,4,6,8,9,10,\dots$), порядки которых не соответствуют числу пульсаций выпрямленного напряжения.

На заводе "Буран" используются дуговые электрические печи, которые также являются источниками высших гармоник вследствие нелинейности характеристики электрической дуги. В работе [2] указывается, что даже в период расплавления, когда появляется резкопеременный характер

ми печами гармоника оказываются в несколько раз меньше, чем у вентильных преобразователей той же мощности. Дуговые печи генерируют 3,5,7,9,11 и 13 гармоники тока. Обычно эквивалентное действующее значение этих гармоник не превышает 10% тока первой гармоники. Наряду с ними вследствие некоторой несимметрии появляются 2 и 4 гармоники тока. Для практических расчетов предполагается определять действующее значение токов гармоник как

$$I_\nu = (1 - 1.25)I_n/\nu^2,$$

где I_n - номинальный ток печи.

Однако аналитические выражения обеспечивают невысокую точность, так как уровень гармоник может значительно меняться в зависимости не только от конструкции печи и используемой шихты, но и от режима горения дуги в разные периоды плавки, поэтому для оценки генерируемых гармоник приводятся результаты измерений на действующих печах.

Электросварочные установки являются также источниками высших гармоник, из которых наиболее значительными являются 3 и 5 гармоники. Кроме них в токе содержатся гармоники четного порядка. Однако уровень их обычно невелик.

В работе [3] рассматривается реакция двигателя на несинусоидальное напряжение. Показано, что при разложении несинусоидального напряжения в гармонический ряд задача распадается на эквивалентную многодвигательную приводную систему, работающую на один вал. При этом каждый двигатель имеет собственное синусоидальное симметричное напряжение и соответствующую этой гармонике синхронную скорость.

Из теории рядов Фурье известно, что с увеличением порядка гармоник их амплитуда падает, поэтому считалось, что ожидать существенного влияния высших гармоник на показатели работы привода не приходится. Однако сбрасывать со счетов влияние высших гармоник на крутильные колебания, а следовательно на устойчивость станка при обработке детали нельзя. Так в работе [3] показано, что при появлении гармоник, порождающих обратную относительно первой последовательность фаз, возникает торможение вращению, что может препятствовать при запуске двигателя выходу его на номинальный режим работы. Кроме того, появление гармоник обратной последовательности со случайной периодичностью и амплитудой, вносит дополнительные колебания крутящего момента привода, что также может привести к резонансным или автоколебательным явлениям, отрицательные последствия которых на работу металлорежущих станков общеизвестны.

Например, при сварке металла в сварочном аппарате порождаются низкочастотные колебания, обусловленные изменением сопротивления электрической дуги. С другой стороны, нагрузка сварочного аппарата яв-

ляется нелинейной, поэтому нелинейность будет трансформироваться в систему питания, следовательно, несинусоидальные составляющие токов и напряжений попадут на электропривод станка при его параллельном подключении со сварочным аппаратом к одному и тому же источнику питания, что может привести к некачественной обработке детали или даже к браку. Поэтому исследования влияния несинусоидальных составляющих на работу металлорежущего станка требуют дальнейшего изучения.

Известны практические случаи нагрузок, при которых амплитуда второй гармоники является доминирующей. В [3] рассматриваются вынужденные колебания синхронного двигателя при его работе на паровую машину типа тандем. На рис. 1 представлены кривые моментов вращения до третьей гармоники включительно и результирующая кривая нагрузки. Из графика видно, что основная энергия выделяется на второй гармонике, тогда, как первая составляет всего лишь пятую часть от второй. Расчет проведен в среде Mathcad по приведенной ниже программе при частоте сети 50 Гц за 3 периода колебания первой гармоники.

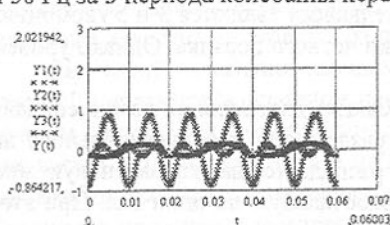


Рис. 1 Кривые моментов вращения при несинусоидальной нагрузке электропривода

Несимметричная сеть создает сравнительно мощными однофазными приемниками, например, однофазные печи, обогревательные установки, осветительная аппаратура и т.п. Наличие несимметрии порождает согласно методу симметричных составляющих напряжения и токи прямой, обратной и нулевой последовательности, которые существенно изменяют нагрузочные способности как синхронного, так и асинхронного электроприводов, в частности, уменьшая максимальный крутящий момент электропривода. Это приводит к дестабилизации скорости вращения заготовки в металлорежущем станке, а возникающие дополнительные динамические нагрузки снижают качественные характеристики детали. Покажем это на примере. На рис. 2 приведена структурная схема работы станка при изготовлении детали.

$$\omega = 314 \text{ рад/с}; \quad \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6\pi}{\omega} \quad Y_1(t) = 0.142 \cos\left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right)$$

$$Y_2(t) = 0.862 \cos\left(2\omega t - \frac{\pi}{189}\right) \quad Y_3(t) = 0.132 \cos\left(3\omega t - \frac{\pi}{180}\right)$$

$$Y(t) = 1 - Y_1(t) - Y_2(t) - Y_3(t)$$

Несимметричная сеть создается сравнительно мощными однофазными приемниками, например, однофазные печи, обогревательные уста-

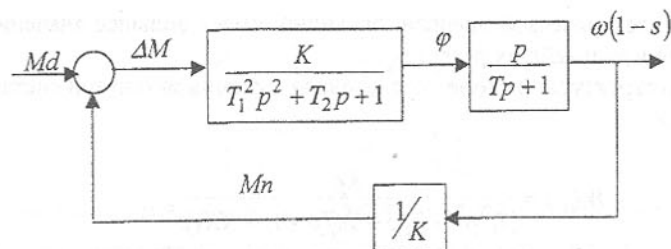


Рис. 2 Структурная схема работы станка

На рис. 2 приняты следующие обозначения: T_1 - постоянная времени станка, обусловленная жесткостью связи электропривод - редуктор - деталь; T_2 - постоянная времени, учитывающая потери на трении, пропорциональные скорости; T - постоянная времени станка в целом; K - коэффициенты связи скорости вращения детали и крутящего момента на приводе; φ - относительный угол поворота приведенного трансмиссионного вала, связывающего выходной вал привода с вращающейся деталью; ω - синхронная скорость привода; s - скольжение, Md - крутящий момент на приводе; Mn - крутящий момент в нагрузке; ΔM - разность между крутящим моментом на приводе и нагрузке при случайных воздействиях в системе. Эти воздействия могут быть обусловлены, как изменением со стороны нагрузки, например, затуплением инструмента, отсутствием охлаждения реза, биение станка и детали в станке и т.п., так и появлением в приводе несимметричных составляющих и (или) несинусоидальных составляющих токов и напряжений питания электропривода станка.

Поэтому представляет интерес оценка устойчивости работы станка в этих условиях, а также оценка качественных показателей системы. Отметим, следуя известным положениям теории автоматического регулирования [4], что повышение качественных характеристик системы управления находится в корреляционной связи с качественными характеристиками конечного продукта этой системы. Для станков - это чистота поверхности обрабатываемой детали, точность изготовления и т.п. В такой постановке задача повышения качества изготавливаемой детали на станке трансформируется в задачу повышения качества системы управления станком и ставится, по-видимому, впервые. Для повышения качества системы управления необходимо снизить колебательную составляющую нагрузки ΔM . Ее уровень определяется по переходному процессу в системе регулирования на этапе разгона, по статистической оценке дисперсии в установившемся режиме и по близости корней характеристического полинома системы регулирования к границе устойчивости. В этом смысле качество под-

водимой электрической энергии, очевидно, имеет большое значение. Покажем это в дальнейших расчетах.

Согласно структурной схеме передаточная функция замкнутой системы имеет вид

$$W(p) = \frac{Kp}{(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1)(Tp + 1) + KK_1 p} \quad (1)$$

Используя алгебраический критерий устойчивости [1], получим

$$(T_1^2 + T \cdot T_2)(KK_1 + T + T_2) \geq T_1^2 \cdot T. \quad (2)$$

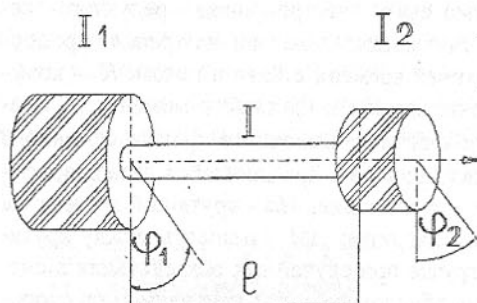


Рис.3. Расчетная схема определения динамических нагрузок

углы поворота приведенных масс относительно неподвижной системы координат. Свободные колебания этой системы описываются волновым уравнением [5]

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}, \quad (3)$$

где $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$, угол закручивания вала $a^2 = \frac{Gg}{\gamma}$, G - модуль упругости второго рода, равный для стали $0.8 \cdot 10^{11}$ Па, g - ускорение свободного падения, γ - удельный вес материала, равный для стали 78000 Н/м^3 . Отсюда для стали скорость распространения крутильных колебаний $a = \sqrt{\frac{Gg}{\gamma}} = 3170 \text{ м/с}$.

Крайевые условия для уравнения (3) имеют вид:

$$I_1 \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \right)_{x=0} = GI_p \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_{x=0}, \quad (4)$$

$$I_2 \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \right)_{x=l} = GI_p \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_{x=l}, \quad (5)$$

где I_p - полярный момент инерции приведенного трансмиссионного вала.

В результате решения получается собственная частота колебаний

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{GI_p(I_1 + I_2)}{\ell I_1 I_2}}, \quad (6)$$

Как известно, характеристическое уравнение $T_1^2 p^2 + T_2 p + 1 = 0$ описывает свободные колебания динамической системы с трением, пропорциональным скорости изменения координаты. Если исключить трение, то параметр T_1 будет равен

$$T_1 = \frac{1}{\omega_0} = \sqrt{\frac{\ell I_1 I_2}{GI_p(I_1 + I_2)}} \quad (7)$$

Известно, что трение не существенно изменяет собственную частоту системы когда она имеет колебательный характер, поэтому уравнением (7) можно пользоваться и при наличии трения.

Коэффициент K определяется по формуле

$$K = \frac{\Delta s}{\Delta M} \quad (8)$$

на рабочей характеристике привода. Или с использованием формулы Клосса $\frac{M}{M_{\max}} \approx \frac{2(1+s_{\max})}{s_{\max}} S$, из которой следует

$$K = \frac{\Delta s}{\Delta M} = \frac{s_{\max}}{2(1+s_{\max})M_{\max}}, \quad (9)$$

где $M_{\max}$ - максимальный крутящий момент на приводе при скольжении $S = s_{\max}$, приведенные в справочных данных электропривода.

Таким образом основной коэффициент усиления системы K определяется параметрами электропривода, а следовательно качеством электроэнергии. Параметр T_1 связан с внутренним трением при крутильных колебаниях вала. Его можно определить, исходя из общих закономерностей затухания аналогичных процессов. Как правило, через 3-4 периода свободный колебательный процесс затухает. Известно, что затухание происходит по экспоненте и определяется действительной составляющей корня характеристического уравнения $T_1^2 p^2 + T_2 p + 1$. В данном случае эта

составляющая имеет вид $e^{-\frac{T_2 t}{2T_1^2}}$. Следовательно, при $t = 8\pi T_1$ (четыре периода свободных колебаний) колебательный процесс затухнет. При этом, как принято в теории управления, экспоненциально затухающий процесс считается законченным, когда показатель степени экспоненты станет больше трех. Отсюда находим значение параметра T_2 .

$$T_2 = \frac{3T_1}{4\pi} = \frac{3}{4\pi} \sqrt{\frac{\ell I_1 I_2}{G I_p (I_1 + I_2)}} \quad (10)$$

Параметр T определяет инерцию станка в целом. Он в три раза меньше времени окончания переходного процесса. Время окончания переходного процесса определяется временем перехода станка из режима холостого хода в стационарный рабочий режим. Этот параметр может быть измерен при работе станка, но может быть определен теоретически, аналогично параметру T_1 . Таким образом, все входящие в структурную схему параметры определяются по известным для каждого станка характеристикам привода и редуктора. Определение передаточной функции, связывающей привод с деталью станка, является важной динамической характеристикой станка, которая позволяет ответить на многие вопросы, используя известные результаты теории управления. В данной работе не представляется возможным произвести конкретный расчет для известных станков и доказать адекватность модели. Этому будет посвящена отдельная работа.

Выводы:

1. На качество детали, обрабатываемой на металлорежущем станке, влияет качество системы управления: источник питания-двигатель-редуктор-суппорт-деталь-резец. Качество системы управления оказывает существенное влияние на качество изготовления детали. В рассматриваемой системе ни одно из указанных звеньев не может быть отброшено, как несущественное.

2. Основной коэффициент системы K определяется параметрами привода, а, следовательно, качеством потребляемой электроэнергии. Появление несимметричной нагрузки и высших гармоник снижает параметр K , а следовательно, ухудшает качественные характеристики системы управления и, как следствие, качество изготавливаемой детали.

Список литературы: 1. Металлорежущие станки и автоматы. /Под ред. А.С. Проникова - М.: Машиностроение, 1981. -480 с. 2. Трофимов Г.Г. Качество электроэнергии и его влияние на работу промышленных предприятий.- Алма-Ата, 1986.-74 с. 3. Костенко М.П., Пиотровский Л.М.

Электрические машины, часть II. М.-Л.: Энергия, 1965.-704 с. 4. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А.А. Красовского.- М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987.-712 с. 5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967.-444с.

КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ДИНАМИКА ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА 1К62Д

Фарадж Али (АО "Буран", г. Донецк, Украина)

Снижение качества потребляемой электроэнергии поставило перед разработчиками и эксплуатационщиками металлорежущих станков задачу учета влияния асимметрии и высших гармоник как на характеристики привода, так и на динамику станка в целом, а, следовательно, на качество обрабатываемой детали. Эти вопросы особенно актуальны при чистовой обработке детали. Обороты шпинделя выбираются в зависимости от размеров детали, жесткости станка, величины эксцентриситетов вращающихся частей станка, состояния резца и т.п. Они должны быть максимально возможными в данных конкретных условиях для получения высокой чистоты поверхности детали.

Класс электроприводов металлорежущих станков достаточно широк и охватывает электроприводы постоянного тока, синхронные и асинхронные электроприводы трехфазного переменного тока с фазным и короткозамкнутым ротором.

В настоящей работе рассматриваются станки с асинхронным короткозамкнутым электроприводом на примере токарно-винторезного станка модели 1К62Д [1], которым оснащен механический цех завода "Буран". Станок предназначен для выполнения разнообразных токарных работ, в том числе для нарезания резьб: метрической, дюймовой, модульной, питчевой и архимедовой спирали с шагом 3/8", 7/16"; 8, 10 и 12 мм. Класс точности Н по ГОСТ 8-82. Данные по электроприводу станка взяты из работы [2].

Основные характеристики станка приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Тип	$P_{ном}$ кВт	$U_{ном}$ В.	$n_{ном}$ об/мин	$S_{ном}$ %	S_{max} %	η %	$\cos\phi$ ном.	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	I кг·м ²	Масса, кг.
4А132М4УЗ	11	380	1460	2.8	19.5	87.5	0.86	3	0.04	93

Расчетная кинематическая схема станка в режиме чистовой обра-

ботки представлена на рис. 1.

При малых скоростях вращения обрабатываемой детали можно было

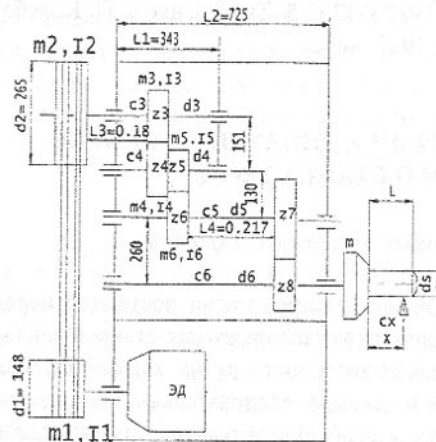


Рис.1. Кинематическая схема станка при чистовой обработке детали

пренебрегать динамическими составляющими станка. При чистовой обработке детали стремятся повысить скорость ее вращения. Ограничением при этом становятся повышенные динамические нагрузки, обусловленные целым рядом причин, в том числе качеством электроэнергии.

Эти динамические составляющие на первых порах определяли приближенно и сводили к предположению, что запуск станка происходит равноускоренно в течение

ограниченного времени (3-4 сек. [3]), которое само по себе принимали без достаточных обоснований. Следующий этап уточнения потребовал исследования динамических процессов, включая и привод, как единое целое, где наряду с чисто механическими параметрами трансмиссии учитывались пусковые характеристики электропривода, что позволило составить общие уравнения запуска станка, принимая пока его механическую систему абсолютно жесткой, а подводимую энергию идеальной. Следующий этап связан с учетом упругих деформаций, имеющих место как в жестких валах, передачах, так и в гибких элементах, например, ременных передачах. В работах [3], [4] указывается, что электрические машины следует изучать как единые электромеханические агрегаты, причем в динамической системе должны быть учтены следующие факторы:

- силы сопротивления на рабочем органе, которые в ряде случаев нестабильны, изменяются в значительных пределах;
- электрические характеристики приводного двигателя, выражающие статические зависимости приводного момента от угловой скорости, для весьма кратковременных процессов оказываются недостаточными и должны быть заменены динамическими;
- характеристики промежуточных элементов: гидравлических и ременных передач, пружин, упругих характеристик трансмиссии машины (валов, зубчатых колес).

Учет механических характеристик электроприводов, особенно наиболее распространенных асинхронных двигателей приводит к существенной нелинейности получаемых динамических уравнений, что весьма затрудняет доведение решений до конечных результатов. Поэтому в ряде случаев приходится заменять кривые характеристики двигателей системой сопрягаемых прямых или вместо точного уравнения характеристик применять приближенное, при котором непосредственное интегрирование становится возможным. В этом плане известно уравнение Клосса, позволяющее линеаризовать зависимость крутящего момента от скольжения для асинхронных электроприводов.

Изложенное относится, главным образом, к процессу запуска машин, но отнюдь не теряет своего значения и для установившегося процесса. Объясняется это тем, что крутящий момент на обрабатываемой в станке детали абсолютно постоянным быть не может, со стороны нагрузки возбуждаются динамические колебания, которые вызывают повышенные напряжения и вибрации, и снижают качество обрабатываемой детали. Этому же способствуют внутреннее трение в станке, асимметрия вращающихся деталей станка и колебания напряжения в сети, обусловленной изменением ее мощности, несимметричностью и нелинейностью нагрузки.

Задачей динамических расчетов является установление взаимосвязи указанных параметров и оценка их влияния на устойчивость работы станка и качество изготавливаемой продукции. Конечной целью является при этом согласование режимов работы механизмов, подключенных параллельно с металлорежущими станками, для обеспечения необходимого качества электроэнергии. Это позволит сократить количество брака высокоточных дорогостоящих изделий.

По кинематической схеме (рис. 1) трудно судить о распределении масс и жесткости в трансмиссии. Составные части трансмиссии движутся с различными скоростями, передают разные крутящие моменты, жесткость их сечения неодинакова, а следовательно, и углы закручивания на отдельных участках. В связи с этим, как показано в [3], перед составлением уравнения движения трансмиссию машины представляют в виде условной механической системы, называемой приводной эквивалентной схемой машины. Эквивалентность достигается благодаря введению приведенной жесткости и приведенного момента инерции к валу привода, которые обеспечивают равенство потенциальной энергии на роторе привода и потенциальной энергии системы, а также аналогично, кинетической энергии на роторе привода и кинетической энергии системы. Если известна потенциальная энергия деформации станка

$$Пс = \frac{Cс \cdot \varphi_c^2}{2},$$

то приведенный упругий элемент должен иметь такую же потенциальную энергию, т.е.

$$Ппр = \frac{Cпр \cdot \varphi_p^2}{2},$$

где $Cс$ - приведенная жесткость системы к ротору привода, $Cпр$ - жесткость привода, φ_c - угол поворота детали в точке контакта с резцом, φ_p - угол поворота привода.

Методика расчета динамических усилий и величина получаемых при этом погрешностей определяется выбором эквивалентной схемы машины. В работе [3] обосновывается, что упрощение эквивалентных схем ведет к увеличению погрешности расчета, а чрезмерное усложнение этих схем делает методики настолько громоздкими, что усложняется их практическое использование в инженерных расчетах. Авторами работы [3] предлагается в подавляющем большинстве случаев при исследовании запуска одноприводных машин, имеющих один исполнительный орган, эквивалентную схему изображать в виде двухмассовой упругой системы, в которой в виде сосредоточенных маховиков представляются моменты инерции ротора двигателя машины и приведенный момент инерции исполнительного органа, а моменты инерции деталей соединяющей их трансмиссии распределяются определенным образом между этими маховиками. В действительности в приводе этих машин имеют место значительно более сложные законы распределения масс, поэтому значения параметров эквивалентной схемы должны быть выбраны таким образом, чтобы динамические характеристики системы как можно более точно соответствовали реальности. С этой целью рекомендуется использовать принцип Релея, сущность которого заключается в обосновании того, что при динамических процессах характер деформации сохраняется таким же, как и при статическом нагружении.

Применим рассмотренные концепции расчета для определения динамических характеристик станка.

Данные для расчетов взяты из чертежей, прилагаемых к руководству по эксплуатации [1], и представлены на рис. 1. и в табл.1. Параметры и их значения записываются в виде матриц.

$$j = 0..10$$

$$d1 = 0.148 \quad d2 = 0.265 \quad z3 = 56 \quad z4 = 34 \quad z5 = 21 \quad z6 = 55$$

Диаметры валов и шкивов (в м), обозначенные на рис. 1. записаны в виде матрицы - строки

$$d = (0.148 \quad 0.265 \quad 0.047 \quad 0.032 \quad 0.036 \quad 0.086)$$

$$\text{Диаметр заготовки} \quad ds = 0.1 \text{ м}$$

Количество зубьев зубчатых колес записаны в виде матрицы-строки.

В соответствии с рисунком здесь: $z3 \quad z4 \quad z5 \quad z6 \quad z7 \quad z8$

$$z = (56 \quad 34 \quad 21 \quad 55 \quad 65 \quad 43)$$

$$\text{Длины скручиваемых валов} \quad L3 = 0.181 \text{ м} \quad L4 = 0.217 \text{ м} \quad x = 0.2 \text{ м}$$

$$\text{Асинхронная скорость электропривода} \quad nd = 1457 \text{ об/мин.}$$

$$\text{Модуль упругости второго рода} \quad G = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$$\text{Момент инерции вращающихся масс привода} \quad Id = 0.04 \text{ кгм}^2$$

Передаточные отношения в матричном виде записываются так:

$$i = \begin{pmatrix} d_{0,1} & z_{0,1} & z_{0,3} & z_{0,5} \\ d_{0,0} & z_{0,0} & z_{0,2} & z_{0,4} \end{pmatrix}$$

$$\text{Соответственно по ступеням} \quad \text{I} \quad \text{II} \quad \text{III} \quad \text{IV}$$

$$i = (1.791 \quad 0.607 \quad 2.619 \quad 0.662)$$

Угловые скорости вращения соответствующих валов (1/с) равны

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot nd}{30} \quad \omega_1 = 152.577 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega = \begin{pmatrix} \omega_1 & \frac{\omega_1}{i_{0,0}} & \frac{\omega_1}{i_{0,0} \cdot i_{0,1}} & \frac{\omega_1}{i_{0,0} \cdot i_{0,1} \cdot i_{0,2}} & \frac{\omega_1}{i_{0,0} \cdot i_{0,1} \cdot i_{0,2} \cdot i_{0,3}} \end{pmatrix}$$

Номер вала 1 2 3 4 5

$$\omega = (152.577 \quad 85.213 \quad 140.35 \quad 53.588 \quad 81.006)$$

В об/мин эти соотношения имеют вид:

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega$$

$$n = (1.457 \cdot 10^3 \quad 813.721 \quad 1.34 \cdot 10^3 \quad 511.73 \quad 773.546)$$

Расчет приведенной жесткости системы

При расчете учитываются только жесткости валов № 3 и 5, длиной L3 и L5 соответственно, а также вал заготовки, длиной x. Все остальные жесткости на порядок выше указанных и поэтому не учитываются. Для определения жесткости вала определяются полярные моменты инерции и длина скручиваемого вала. В результате вычислений получаем следующие моменты инерции валов, номера которых совпадают с номерами моментов инерции.

$$I_{p3} = \frac{\pi \cdot (d_{0,2})^4}{32} \quad I_{p3} = 4.791 \cdot 10^{-7} \quad \text{м}^4$$

$$c3 = \frac{G \cdot I_{p3}}{L3} \quad c3 = 2.117 \cdot 10^5 \quad \text{Нм}$$

$$I_{p5} = \frac{\pi \cdot (d_{0,4})^4}{32} \quad I_{p5} = 1.649 \cdot 10^{-7} \quad \text{м}^4$$

$$c5 = \frac{G \cdot I_{p5}}{L4} \quad c5 = 6.079 \cdot 10^4 \quad \text{Нм}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot (ds)^4}{32} \quad I_p = 9.817 \cdot 10^{-6} \quad \text{м}^4$$

$$c6 = \frac{G \cdot I_p}{x} \quad c6 = 3.927 \cdot 10^6 \quad \text{Нм}$$

С учетом передаточных отношений общая податливость системы равна

$$P = \frac{(i_{0,0})^2}{c3} + \frac{(i_{0,0} \cdot i_{0,1} \cdot i_{0,2})^2}{c5} + \frac{(i_{0,0} \cdot i_{0,1} \cdot i_{0,2} \cdot i_{0,3})^2}{c6}$$

$$P = 1.494 \cdot 10^{-4} \quad [(\text{Нм})^{-1}]$$

Обратная к ней величина определяет искомую жесткость системы на вращение, приведенную к валу привода.

$$C = \frac{1}{P} \quad C = 6.694 \cdot 10^3 \quad \text{Нм}$$

Приведение моментов инерции к одной оси основано на равенстве запасов кинетической энергии исходной и приведенной системы.

Отсюда, приводя моменты инерции промежуточных звеньев к валу двигателя, получим искомый момент инерции. Для этого

Определяем по чертежу размеры диаметров внешних R и внутренних r деталей, установленных на третьем валу, а также их ширину L и геометрические размеры вала. После этого определяем суммарный момент инерции и кинетическую энергию вала. На рис.1 представлена схема редуктора в режиме чистовой обработки. Результаты расчетов имеют вид:

k = 0.00724 - Масштабный коэффициент,

$\gamma = 7800$ - удельная масса металла, кг/м³

Внешние и внутренние диаметры деталей и их ширина на третьем валу

$$R = (19 \quad 8 \quad 10 \quad 3) \quad r = (15 \quad 3 \quad 3 \quad 0) \quad L = (20 \quad 20 \quad 4 \quad 75)$$

$$I3 = \sum_{i=0}^3 \frac{k^5}{2} \cdot \gamma \cdot \pi \cdot [(R_{0,i})^2 - (r_{0,i})^2] \cdot L_{0,i} \cdot \left(\frac{R_{0,i} + r_{0,i}}{2} \right)^2$$

$$I3 = 0.204 \quad \text{кгм}^2$$

Аналогично для четвертого вала

$$R = (5 \quad 7 \quad 5 \quad 2) \quad r = (2 \quad 2 \quad 2 \quad 0) \quad L = (10 \quad 3 \quad 2 \quad 45)$$

$$I_4 = \sum_{i=0}^3 \frac{(k)^5}{2} \cdot \gamma \cdot \pi \cdot [(R_{0,i})^2 - (r_{0,i})^2] \cdot L_{0,i} \cdot \left(\frac{R_{0,i} + r_{0,i}}{2} \right)^2$$

$$I_4 = 0.001 \quad \text{кгм}^2$$

Аналогично для пятого вала

$$R = (6 \ 7 \ 15 \ 4) \quad r = (2.5 \ 2.5 \ 5 \ 0) \quad L = (20 \ 13 \ 4 \ 100)$$

$$I_5 = \sum_{i=0}^3 \frac{(k)^5}{2} \cdot \gamma \cdot \pi \cdot [(R_{0,i})^2 - (r_{0,i})^2] \cdot L_{0,i} \cdot \left(\frac{R_{0,i} + r_{0,i}}{2} \right)^2$$

$$I_5 = 0.027 \quad \text{кгм}^2$$

Аналогично для шестого вала

$$R = (10 \ 8 \ 15 \ 6) \quad r = (6 \ 6 \ 6 \ 0) \quad L = (3 \ 30 \ 24 \ 140)$$

$$I_6 = \sum_{i=0}^3 \frac{(k)^5}{2} \cdot \gamma \cdot \pi \cdot [(R_{0,i})^2 - (r_{0,i})^2] \cdot L_{0,i} \cdot \left(\frac{R_{0,i} + r_{0,i}}{2} \right)^2$$

$$I_6 = 0.146 \quad \text{кгм}^2$$

В результате получаем искомую матрицу моментов инерции вращающихся масс

$$I = (I_d \ I_3 \ I_4 \ I_5 \ I_6)$$

$$I = (0.04 \ 0.204 \ 0.001 \ 0.027 \ 0.146)$$

и кинетическую энергию на каждом валу в Дж.

$$T_{0,j} = \frac{I_{0,j} \cdot (\omega_{0,j})^2}{2}$$

$$j = 0..4$$

Суммарная кинетическая энергия

$$\sum_{j=0}^4 T_{0,j} = 1.737 \cdot 10^3$$

Приведенный момент инерции к ротору двигателя

$$I_1 = I_d + \frac{I_3}{(i_{0,0})^2} + \frac{I_4}{(i_{0,0} \cdot i_{0,1})^2} + \frac{I_5}{(i_{0,0} \cdot i_{0,1} \cdot i_{0,2})^2}$$

$$I_2 = \frac{I_6}{(i_{0,0} \cdot i_{0,1} \cdot i_{0,2} \cdot i_{0,3})^2} \quad I = I_1 + I_2 \quad I = 0.149 \quad \text{кгм}^2$$

Динамический расчет

$$T = 0.2$$

Определяем параметр T_1 с учетом того, что все моменты инерции приведены к общему безынерционному валу привода с жесткостью на вращении C , что эквивалентно устремить I_1 к бесконечности, а I_2 к 1, тогда получим

$$T_1 = \sqrt{\frac{I}{C}} \quad T_1 = 0.004722 \text{ с}, \text{ параметр } T_2 \text{ определяется по формуле}$$

$$T_2 = \frac{3}{4 \cdot \pi} \cdot T_1 \quad T_2 = 0.001 \text{ с}$$

По паспортным данным электропривода станка

$$\text{Номинальный момент электропривода} \quad M_{nom} = \frac{11000 \cdot 30}{1460 \cdot \pi} \quad M_{nom} = 71.947$$

$$\text{Максимальное скольжение} \quad S_{max} = 0.19$$

$$\text{Перегрузочная способность привода} \quad M_{max} = 3 \cdot M_{nom} \quad M_{max} = 215.84$$

$$\text{Коэффициент полезного действия привода} \quad \eta = 0.875$$

$$\text{Коэффициент усиления привода} \quad K_d = \frac{1}{\eta} \quad K_d = 1.143$$

На рис. 2 приведена структурная схема, отражающая динамику работы станка.

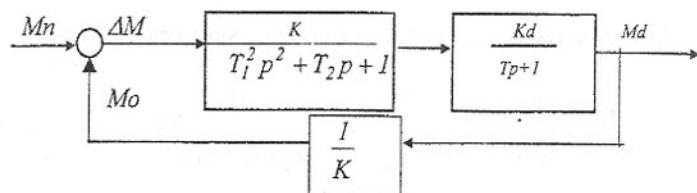


Рис. 2 Структурная схема работы станка

На рис. 2 приняты следующие обозначения: T_1 - постоянная времени станка, обусловленная жесткостью связи электропривод - редуктор - деталь; T_2 - постоянная времени, учитывающая потери на трения, пропорциональные скорости; T - постоянная времени станка в целом; K - передаточное число редуктора станка, K_d - коэффициент усиления электропривода. Величина обратная к.п.д. электродвигателя, M_d - крутящий момент на приводе; M_n - крутящий момент в нагрузке; M_o - крутящий момент в цепи обратной связи, ΔM - разность между крутящим моментом на валу электропривода и в цепи обратной связи, которая обусловлена случайным характером нагрузки, затуплением инструмента, отсутствием охлаждения резца, биением станка и детали в станке и т.п., а также появлением в приводе несимметричных составляющих и (или) несинусоидальных составляющих токов и напряжений питания электропривода станка.

Первый инерционный блок - колебательный, отражает динамику работы редуктора станка и учитывает консервативные силы, связанные с упругими колебательными процессами благодаря конечной жесткостью валов на вращение, а также неконсервативные силы - силы трения, приводящие к тепловым потерям мощности.

Второй инерционный блок учитывает суммарную инерцию электропривода станка и всего остального механического оборудования, не входящего в редуктор станка. От инерционных характеристик этого блока зависит время окончания переходного процесса, устойчивость работы станка и скорость реакции кинематических звеньев станка на внешние воздействия.

Строим переходный процесс с учетом того, что крутящий момент электропривода равен номинальному. Тогда связь между крутящим моментом на приводе и нагрузке в преобразовании по Лапласу выразится так:

$$M_d = M_{nom}$$

$$M_n(p) = \frac{M_d \cdot K \cdot K_d}{p \left[(T_1^2 \cdot p^2 + T_2 \cdot p + 1) \cdot (T \cdot p + 1) + K_d \right]}$$

$$K_3 = T_1^2 \cdot T \quad K_2 = T_1^2 + T \cdot T_2 \quad K_1 = T + T_2 \quad K_0 = 1 + K_d$$

$$y(p) = K_3 \cdot p^3 + K_2 \cdot p^2 + K_1 \cdot p + K_0$$

Определение вещественного корня уравнения за 3 итерации $p = -10$

$$\text{root}(y(p), p) = -10.769 \quad p = \text{root}(y(p), p) \quad y(p) = 6.451 \cdot 10^{-5}$$

$$\text{root}(y(p), p) = -10.769 \quad p = \text{root}(y(p), p) \quad y(p) = 3.537 \cdot 10^{-10}$$

Определение комплексных корней путем перехода к квадратному уравнению

$$p_1 = p \quad p_1 = -10.769 \quad A_0 = \frac{K_0}{p_1 \cdot K_3} \quad A_1 = p_1 + \frac{K_2}{K_3}$$

$$p_2 = \frac{-A_1 \pm \sqrt{A_1^2 - 4 \cdot A_0}}{2} \quad p_2 = -22.394 \pm 210.039i$$

$$p_3 = \frac{-A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4 \cdot A_0}}{2} \quad p_3 = -22.394 - 210.039i$$

$$\text{Принимаем для дальнейших расчетов} \quad a = \frac{A_1}{2} \quad b = \frac{4 \cdot A_0 - A_1^2}{2}$$

С учетом полученных значений передаточная функция запишется так:

$$Mn(p) = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3 \cdot p \cdot (p - p1) \cdot [(p - a)^2 + b^2]} \quad t = 0,0001 \dots \frac{3}{p1} \quad \eta = 0.875$$

$$\text{Угол сдвига фаз составит} \quad \alpha = \operatorname{atan} \left[\frac{a^2 - b^2 - a \cdot p1}{b \cdot (p1 - 2 \cdot a)} \right] \quad \alpha = -1.409$$

После определения коэффициентов обратного преобразования Лапласа

$$A1 = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3} \cdot \left[- \frac{1}{p1 \cdot (a^2 + b^2)} \right] \quad A1 = 72.274$$

$$A2 = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3} \cdot \left[\frac{1}{p1 \cdot [(p1 - a)^2 + b^2]} \right] \quad A2 = -72.873$$

$$A = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3} \cdot \left[\frac{1}{b \cdot \sqrt{[(b \cdot (p1 - 2 \cdot a))^2 + [(a^2 - b^2) - a \cdot p1]^2]}]} \right] \quad A = 3.721$$

Переходный процесс по крутящему моменту в нагрузке принимает вид

$$Mn(t) = A1 + A2 \cdot e^{(p1 \cdot t)} + A \cdot (e^{a \cdot t} \cdot \cos(-b \cdot t + \alpha)) \quad Mn(0) = 0$$

Аппроксимирующая кривая определяется первыми членами $Mn(t)$.

$$Ma(t) = A1 + A2 \cdot e^{(p1 \cdot t)}$$

На графике представлен переходный процесс при $\eta = 0.875$

При этом амплитуда колебательной составляющей равна $A = 3.721$

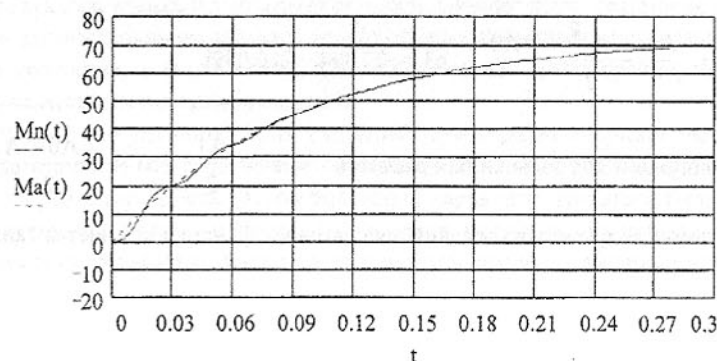


Рис.3. Переходный процесс в электроприводе при номинальном к.п.д.

$$Mn(p) = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3 \cdot p \cdot (p - p1) \cdot [(p - a)^2 + b^2]} \quad t = 0,001 \dots \frac{3}{p1} \quad \eta = 0.438$$

$$\text{Угол сдвига фаз составит} \quad \alpha = \operatorname{atan} \left[\frac{a^2 - b^2 - a \cdot p1}{b \cdot (p1 - 2 \cdot a)} \right] \quad \alpha = -1.464$$

После определения коэффициентов обратного преобразования Лапласа

$$A1 = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3} \cdot \left[- \frac{1}{p1 \cdot (a^2 + b^2)} \right] \quad A1 = 94.271$$

$$A2 = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3} \cdot \left[\frac{1}{p1 \cdot [(p1 - a)^2 + b^2]} \right] \quad A2 = 95.065$$

$$A = \frac{Md \cdot K \cdot Kd}{K3} \cdot \left[\frac{1}{b \cdot \sqrt{[(b \cdot (p1 - 2 \cdot a))^2 + [(a^2 - b^2) - a \cdot p1]^2]}]} \right] \quad A = 7.474$$

Переходный процесс по крутящему моменту в нагрузке принимает вид

$$Mn(t) = A1 + A2 \cdot e^{(p1 \cdot t)} + A \cdot (e^{a \cdot t} \cdot \cos(-b \cdot t + \alpha)) \quad Mn(0) = -3.886 \cdot 10^{-15}$$

Аппроксимирующая кривая определяется первыми членами $Mn(t)$.

$$Ma(t) = A1 + A2 \cdot e^{(p1 \cdot t)}$$

На графике представлен переходный процесс при $\eta = 0.438$

При этом амплитуда колебательной составляющей равна $A = 7.474$

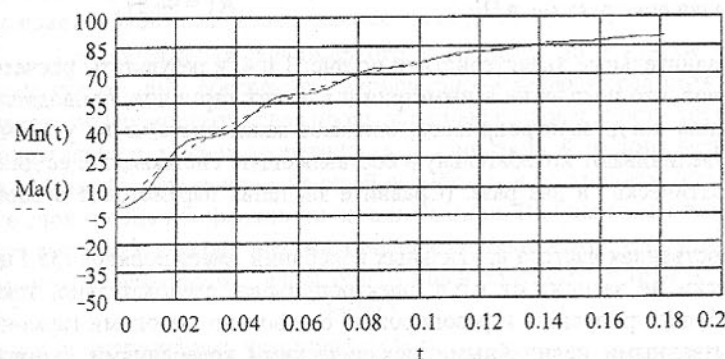


Рис.4. Переходный процесс в электроприводе станка при пониженном в два раза к.п.д.

Динамические параметры станка при $\eta = 0.875$

Проверка условия устойчивости при

$$(T_1^2 + T \cdot T_2) \cdot (T + T_2) - T_1^2 \cdot T \cdot (1 + K_d) = 4.028 \cdot 10^{-5}$$

Условие устойчивости выполнено

Амплитуда колебаний крутящего момента электропривода, в Нм

$$A = 3.721$$

Собственная частота угловых колебаний 1/с $b = 210.039$

Среднее значение нагрузки электропривода в установившемся режиме, в Нм $A_1 = 72.274$

Динамические параметры станка при $\eta = 0.438$

Проверка условия устойчивости при

$$(T_1^2 + T \cdot T_2) \cdot (T + T_2) - T_1^2 \cdot T \cdot (1 + K_d) = 3.518 \cdot 10^{-5}$$

Условие устойчивости выполнено

Амплитуда колебаний крутящего момента электропривода, в Нм

$$A = 7.474$$

Собственная частота угловых колебаний 1/с $b = 209.938$

Среднее значение нагрузки электропривода в установившемся режиме, в Нм $A_1 = 94.271$

Сравнительные характеристики по рис. 3 и 4, и результаты расчетов показывают, что появление асимметрии и высших гармоник, приводящих к снижению к.п.д. электропривода, снижают запас системы на устойчивость и увеличивают колебательную составляющую системы, т.е. ее динамику практически в два раза. (Сравните значения параметра A в обоих случаях).

Собственная частота крутильных колебаний имеет порядок 35 Гц и практически не зависит от к.п.д. электропривода, следовательно, такая система будет пропускать и резонировать с довольно высокими гармониками, вызванными нелинейными механическими колебаниями, которые возбуждаются при взаимодействии детали с резцом.

Обратное явление, связанное с изменением качества электроэнергии, будет порождать в этой, практически безынерционной системе, крутиль-

ные колебания детали с частотой до 35 Гц, что приведет к снижению качества ее обработки.

Снижение к.п.д. электропривода в два раза приводит к снижению среднего уровня нагрузки в $94.3/72.3=1.3$ раза.

Список литературы: 1. Станок токарно-винторезный моделей 1К62Д, 1К625Д. Руководство по эксплуатации 1К62Д.000.000 РЭ, Челябинск, 1991.-62 с. 2. Неклепаев Б.Н., Крючков И.П. Электрическая часть станций и подстанций.-М.: Энергоатомиздат. 1989.-608 с. 3. Давыдов Б.Л., Скородумов Б.А. Статика и динамика машин в типичных режимах эксплуатации. - М.: Машиностроение, 1967.- 432 с. 4. Металлорежущие станки и автоматы. /Под ред. А.С. Пронникова - М.: Машиностроение, 1981. - 480 с. 5. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А.А. Красовского.-М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987.-712 с.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ БАНДАЖЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ.

Финатов Д.Н. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

Для железнодорожных колес долговечность часто определяется стабильностью изнашивания профиля колеса вдоль образующей поверхности трения. Неравномерность распределения рабочих давлений и скоростей на поверхности трения приводит к неравномерному износу, что подтверждается работами ученых разных стран [1-3].

Для достижения равномерного и минимального износа профиля колеса необходимо обеспечить закономерно-изменяющееся оптимальное качество поверхностного слоя вдоль образующей поверхности трения. Это осуществляется за счет теоретически установленной взаимосвязи между режимами отделочно-упрочняющей обработки и состоянием поверхностного слоя гребня и поверхности катания колеса. В общем виде эта взаимосвязь выражается через закон изменения коэффициента упрочнения k от величины перемещения X вдоль образующей поверхности трения:

$$k=f(X), \quad (1)$$

где для прямолинейных участков k равен:

$$k(x) = \frac{\tau_0}{\left(\frac{K}{C_F(y_0 + x \cdot \operatorname{tg} \alpha)} - \beta - T_M \right) \cdot HV_{\text{исх}}}, \quad (2)$$

а для участков, образованных дугой, k имеет вид:

$$k(x) = \frac{\tau_0}{\left(\frac{K_1}{C_F \left(\frac{\sqrt{R^2 - (x - x_c)^2}}{R} \right)} - \beta - T_M \right) \cdot HV_{\text{исх}}}, \quad (3)$$

где x_c, y_c, K, R, α — параметры, характеризующие геометрию кривой;
 $\tau_0, \beta, T_M, HV_{\text{исх}}$ — физико-механические параметры материала колеса;
 K и K_1 — константы для соответствующих участков профиля.

Для оценки качества поверхностного слоя применяется параметр, характеризующий процесс трения:

$$C_F = \frac{[Q_{y\phi}]}{f \cdot q_c \cdot V}, \quad (4)$$

где $[Q_{y\phi}]$ — удельная мощность трения;
 $f \cdot q_c \cdot V$ — реальная мощность трения.

При минимизации реальной мощности трения увеличивается параметр, характеризующий процесс трения. Максимально возможное значение этого параметра будет зависеть от технологических возможностей метода обработки детали. То есть, методом обработки и исходными характеристиками материала детали накладываются ограничения на максимальное значение коэффициента упрочнения (k) в законе его изменения (1).

Закон изменения (1) можно обеспечить упрочнением с изменяющимися режимами обработки. В качестве отделочно-упрочняющей обработки после обточки профиля колеса применяем метод электрохимического упрочнения [4-6]. Изменяющимся режимом обработки в процессе упрочнения является сила тока I , от которой, в свою очередь, зависит коэффициент упрочнения k . Закон изменения силы тока вдоль оси "X" в процессе обработки является технологической зависимостью (законом)

управления режимами обработки для конкретного профиля железнодорожного колеса:

$$I = f(X). \quad (5)$$

То есть заданное изменение силы тока в процессе электрохимической обработки позволяет обеспечить равномерный и минимальный износ вдоль образующей поверхности трения. Это позволит дольше сохранять профиль колеса в процессе эксплуатации, что ведет к увеличению времени его работы между ремонтными переточками, а, следовательно, и всего срока службы.

Так как значение коэффициента упрочнения k зависит от геометрии профиля колеса, то необходимо уравнение его определяющее. С этой целью разбиваем профиль на элементарные участки, состоящие из прямых и дугообразных линий (рис.1). Уравнения соответствующих линий опишут геометрию профиля колеса.

Для повышения долговечности колес необходимо упрочнять участки с 1-го по 7-ой, так как 8-ой и 9-ый участки в процессе трения не принимают участия в работе.

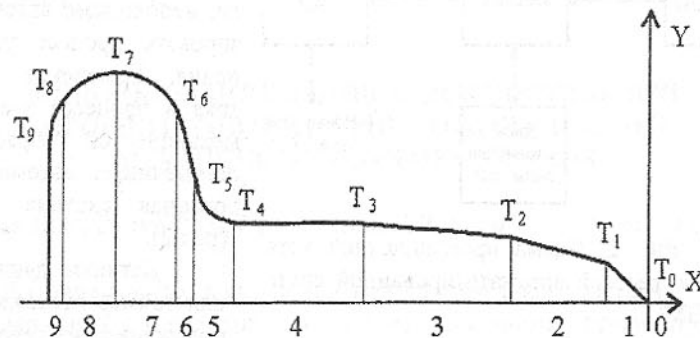


Рис. 1. Схема для расчета математической модели профиля железнодорожного колеса.

Учитывая номинальные размеры профиля колеса по ГОСТ 9036-76, можно записать математическую модель профиля колеса по каждому участку (уравнение 6). Из уравнения (6) видно, что 5-ый и 7-ой участки выражены уравнением дуги, а участки 1-4 и 6-ой уравнением прямой. Следовательно, для участков 1-4 и 6-го применяется формула (2), а для 5-го и 7-го формула (3).

$$\begin{aligned}
 &Y = -X + 462.071, \text{ при } X \in [0; -6] \\
 &Y = -0.143 \cdot X + 469.214, \text{ при } X \in [-6.0; -30.0] \\
 &Y = -0.05 \cdot X + 472.0, \text{ при } X \in [-30.0; -60.0] \\
 &Y = 475.0, \text{ при } X \in [-60.0; -81.340] \\
 &(6) \\
 &Y = -490.0 + \sqrt{X^2 - 81.34^2}, \text{ при } X \in [-81.340; -94.330] \\
 &Y = -1.732 \cdot X + 319.116, \text{ при } X \in [-94.330; -102.557] \\
 &Y = -490.5 + \sqrt{X^2 - 113.383^2}, \text{ при } X \in [-102.557; -113.383]
 \end{aligned}$$

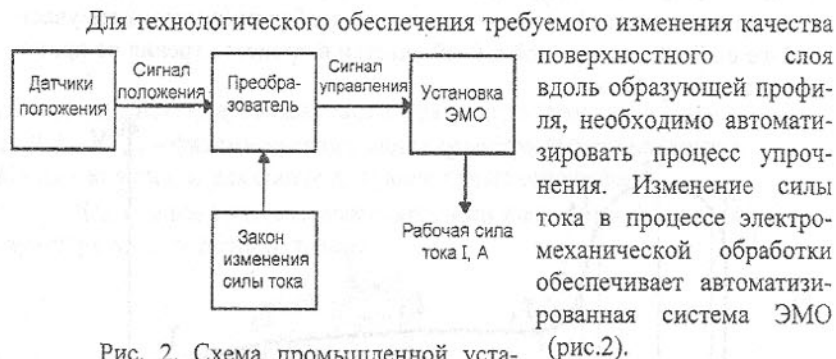


Рис. 2. Схема промышленной установки жесткой автоматизированной системы ЭМО.

и задают сигнал, по которому блок формирования сигнала управления запрашивает в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ) значение силы тока. Это значение формируется в управляющий сигнал установки ЭМО. Постоянное запоминающее устройство хранит в себе закон изменения силы тока в зависимости от перемещения инструмента (формула 5). То есть по каждому адресу ПЗУ хранится конкретное значение силы тока. Для обработки деталей по другому закону изменения силы тока, необходимо заменить чип (картридж) в ПЗУ на другой, соответствующий данной детали, или перезаписать ПЗУ этого картриджа.

Добавление упрочняющей операции в технологический процесс изготовления и ремонта колесных пар позволяет повысить долговечность колес в 1.3–1.5 раза.

Список литературы: 1. Baker P., Newton S. Wheel and rail wear on London underground the problems and solutions // 2nd Mini conf on contact mechanics and wear of rail/wheel system. - Budapest (Hungary). - 1996. - P. 275–286. 2. Szabo A. Zobory I. On combined simulation of rail/wheel profile wear. 2nd Mini conf on contact mechanics and wear of rail/wheel system. - Budapest (Hungary). - 1996. - P. 196–206. 3. Szabo, A., Gajdar, T., Sostarics, Gy. - Zobory, I.: Onnumerical simulation of the wheel wear process under specified operation conditions possibility of wheel-set guidance optimization // 4th International Conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems. - Vancouver (Canada). - 1994. - P. 95–106. 4. Аскинази Б.М. Упрочнение и восстановление деталей электро-механической обработкой. - М.: Машиностроение, 1989. - 200 с. 5. Финатов Д.Н. Электро-механическое упрочнение пар трения с криволинейным профилем. // Тез. докл. 54-й науч. конф. - Ч. 1. - Брянск: БГТУ. - 1998. - С. 68–69. 6. Повышение долговечности железнодорожных колес / А.Г. Суслов, А.О. Горленко, И.И. Кочуев, Д.Н. Финатов // Труды 3-й Междунар. научн.-технич. конф. «Повышение долговечности железнодорожных колес». - Брянск: БГТУ. - 1998. - С. 282–283.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДАННЫХ ДИАГНОСТИКИ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ СРОКА ОТКАЗА ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ченцов Н.А., Ручко В.Н., Сулейманов С.Л. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Решение многих задач ремонтной службы производственного цеха металлургического предприятия требует выполнения прогнозирования сроков отказа $t_{отк}$ деталей эксплуатируемого оборудования.

Известны различные модели [1], позволяющие решать задачу прогнозирования сроков отказа. Наиболее точной из них можно считать модель, использующую данные о текущем техническом состоянии (ТС), полученные на основе результатов проведенной диагностики [2]. При решении этой задачи можно воспользоваться следующей моделью [3]:

$$t_{отк} = t_y + T_{ост} \quad (1)$$

где t_y - дата начала упреждения прогноза;

$T_{ост}$ - прогнозный остаточный ресурс детали.

Наиболее совершенным можно считать подход к определению $T_{ост}$ с учетом стохастического характера изменения ТС. В нем предполагается, что значение $T_{ост}$ определяется с учетом вида закона распределения оста-

точного ресурса Z , его параметров - математического ожидания M и коэффициента вариации v , а также заданной вероятностью безотказной работы $P(t)$:

$$T_{ост} = f[Z, M, v, P(t)]. \quad (2)$$

Эти параметры определяются на основе анализа исходной информации о текущем ТС, полученные в результате проведенных диагностик. Наглядное отображение имеющейся статистической информации о ТС на момент проведения прогнозирования, который считается сроком начала упреждения прогноза t_y , можно представить графически (рис. 1).

Для решения задачи прогнозирования срока отказа, накопленная статистика по каждой i -той реализации преобразуется с целью представления ее в виде функции:

$$T_{ост} = f(Y_T), \quad (3)$$

где Y_T - значение текущего ТС на момент упреждения прогноза t_y , соответствующий сроку последней диагностики.

При формировании экспериментальной функции (3), для каждой j -той точки статистики используется выражение:

$$T_{остj} = t_{отк} - t_j, \quad (4)$$

где $t_{отк}$ - дата отказа;

t_j - дата проведения j -той диагностики.

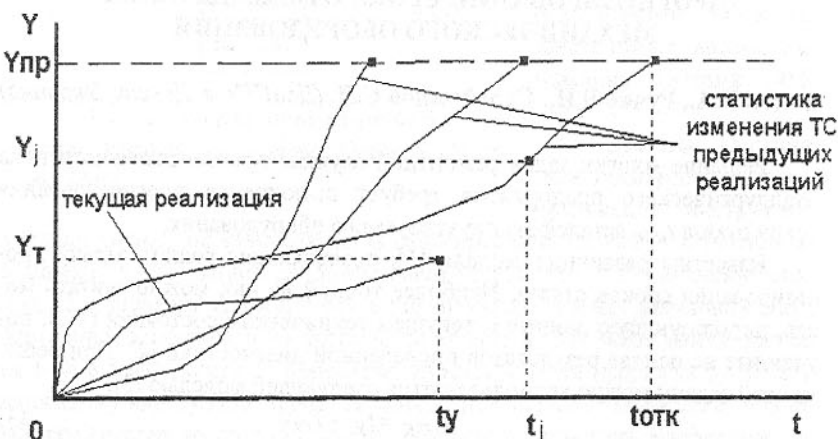


Рис. 1 Изменение ТС по $n+1$ реализациям детали

После такого преобразования получаем статистику оценки остаточного ресурса, характеризующую зависимость изменения $T_{ост}$ от текущего

ТС. Графическое представление сформированной статистики показано на рис. 2.

Используя значение $T_{ост}$ по каждой реализации, соответствующее началу эксплуатации детали при $Y=0$, и применяя традиционный аппарат математической статистики, определяем параметры: закон распределения остаточного ресурса Z и коэффициент вариации v .

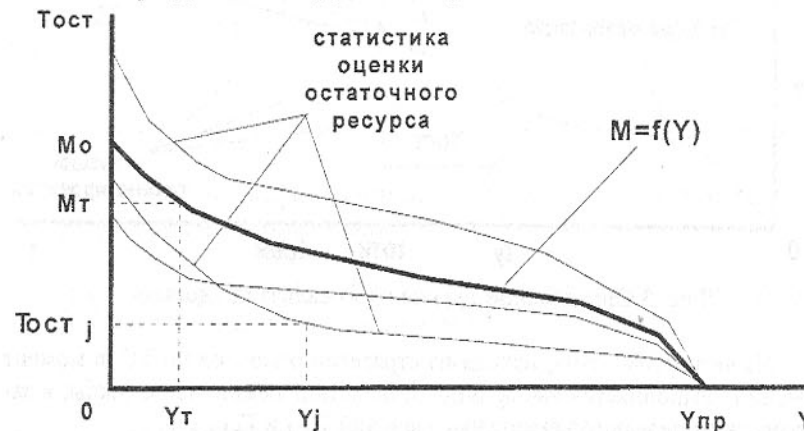


Рис. 2 Изменение остаточного ресурса $T_{ост}$ детали в зависимости от ее ТС

Дальнейшая обработка этой статистики позволяет получить функцию для тренда (математического ожидания) остаточного ресурса в зависимости от значения текущего ТС - Y :

$$M = f(Y). \quad (5)$$

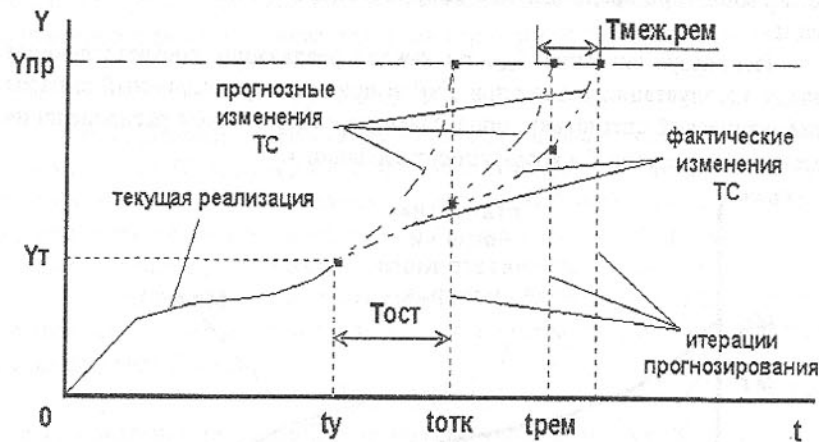
Таким образом, в результате обработки статистики оценки остаточного ресурса получаем значения параметров: Z , $M(Y)$ и v , необходимых при прогнозировании.

При прогнозировании последовательно выполняется четыре этапа.

На первом этапе, используя оценку ТС Y_T (рис. 3), определяем математическое ожидание остаточного ресурса M_T , на основании выражения (5).

На втором этапе, используя полученные значения M_T , известные значения Z и v , а также задавшись требуемой вероятностью безотказной работы $P(t)$, определяем остаточный ресурс $T_{ост}$ из выражения (2), используя традиционный аппарат математической статистики.

Третий этап включает в себя непосредственное определение прогнозного срока отказа $t_{отк}$ используя выражение (1).

Рис. 3 Определение T_{OCT} по $n+1$ реализации детали

На четвертом этапе, исходя из стратегии ремонтов по ТС, в момент времени t_y выполняется выбор вида воздействия ремонтной службы, в зависимости от результата сравнения значений T_{OCT} и $T_{MEJ.PEM}$:

$$T_{OCT} - T_{MEJ.PEM} = \begin{cases} > 0, & \text{в момент } t_{OTK} \text{ выполняется диагностика} \\ \leq 0, & \text{в момент } t_y \text{ выполняется ремонт} \end{cases}, \quad (6)$$

где $T_{MEJ.PEM}$ - время межремонтного периода в производственном цехе.

Следовательно, можно считать, что диагностическая модель заканчивает свое функционирование после выполнения нескольких итераций, при выполнении условия (6), что соответствует времени ремонта t_{PEM} . Таким образом, можно видеть, что прогнозирование срока отказа требует проведения нескольких диагностик.

Для определения математического ожидания необходимого количества итераций (диагностик) предложена модель, учитывающая стохастические характеристики детали, заданную вероятность безотказной работы $P(t)$ и степень использования ресурса $K_{И.Р.}$, которая определяется из выражения:

$$K_{И.Р.} = \frac{M_0 - T_{MEJ.PEM}}{M_0}, \quad (7)$$

где M_0 - математическое ожидание остаточного ресурса T_{OCT} детали (рис. 2), в случае $Y=0$, соответствующее математическому ожиданию полного ресурса.

Для решения поставленной задачи рассмотрим графическую интерпретацию процесса прогнозирования с использованием диагностической прогнозной модели (рис. 4).

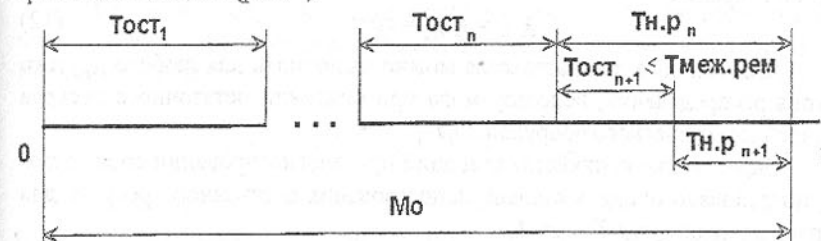


Рис. 4 Графическая интерпретация процесса использования остаточного ресурса при прогнозировании

Как видно из рис. 4, неиспользованная часть остаточного ресурса $T_{И.Р.}$ детали n -ой итерации модели составит:

$$T_{И.Р.} = M_0 - \sum_{i=1}^n T_{OCTi}, \quad (8)$$

где T_{OCTi} - часть остаточного ресурса детали, использованная на i -ой итерации.

При следующей $n+1$ -ой итерации неиспользованная часть остаточного ресурса $T_{И.Р.n}$ будет использована со степенью $K_{И.Р.n+1}$:

$$K_{И.Р.n+1} = \frac{T_{OCTn+1}}{T_{И.Р.n}}, \quad (9)$$

где T_{OCTn+1} - часть остаточного ресурса, используемая при $n+1$ -ой итерации.

Принимая, что нам известен вид закона распределения Z неиспользованной части ресурса, например, нормальный, запишем:

$$T_{OCT} = T_\gamma \cdot (1 - U_p \cdot v) \cdot T_{И.Р.n}, \quad (10)$$

где T_γ - гамма-процентный остаточный ресурс детали на $n+1$ -ом шаге итерации;

U_p - квантиль распределения нормированной и центрированной случайной величины, определяемый только значением $P(t)$.

Тогда выражение (9) можно записать:

$$K_{И.Р.n+1} = \frac{(1 - U_p \cdot v) \cdot T_{И.Р.n}}{T_{И.Р.n}} = 1 - U_p \cdot v, \quad (11)$$

Поскольку данные по конкретной реализации не входят в выражение (11), можно считать, что при неизменном виде закона распределения

остаточного ресурса Z , значении коэффициента его вариации v и вероятности безотказной работы $P(t)$, значение K_H есть величина постоянная для любой итерации:

$$K_H = K_{H_n} = \text{const.} \quad (12)$$

Аналогичные доказательства можно выполнить для любого другого закона распределения, используемого при описании остаточного ресурса деталей механического оборудования.

Определение количества итераций при прогнозировании срока отказа, потребовало оценить степень использования остаточного ресурса для первой итерации, где $T_{H.P.0} = M_0$:

$$K_{H_1} = \frac{T_{OCT_1}}{M_0} = \frac{T_{Y_1}}{M_0} = K_H. \quad (13)$$

Определим неиспользованную часть остаточного ресурса после первой итерации:

$$T_{H.P.1} = M_0 - T_{OCT_1} = M_0 \cdot (1 - K_H). \quad (14)$$

Используя найденное значение K_H определим расчетный остаточный ресурс детали T_{OCT_2} и его неиспользованную часть $T_{H.P.2}$ при второй итерации:

$$T_{OCT_2} = T_{H.M.1} \cdot K_H = M_0 \cdot (1 - K_H) \cdot K_H; \quad (15)$$

$$T_{H.P.2} = T_{H.M.1} - T_{OCT_2} = M_0 \cdot (1 - K_H)^2. \quad (16)$$

В общем виде неиспользованную часть ресурса детали после n -ой итерации можно определить из выражения:

$$T_{H.P.n} = M_0 \cdot (1 - K_H)^n. \quad (17)$$

При этом использованная часть ресурса $T_{исп}$ детали после n итераций составит:

$$T_{исп_n} = M_0 - T_{H.P.n} = M_0 \cdot (1 - (1 - K_H)^n) = M_0 \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{T_{OCT_1}}{M_0}\right)^n\right). \quad (18)$$

Исходя из условия (6), прекращения диагностирования и выполнения ремонта, можно считать, что для $n+1$ -ой итерации справедливо равенство:

$$T_{OCT_{n+1}} = T_{МЕЖ.РЕМ.} \quad (19)$$

С другой стороны:

$$T_{OCT_{n+1}} = T_{H.P.n} \cdot K_H. \quad (20)$$

Тогда можно записать выражение для минимального значения неиспользованной части ресурса детали:

$$T_{H.P.n} = T_{МЕЖ.РЕМ.} \cdot \frac{M_0}{T_{OCT_1}}. \quad (21)$$

Исходя из полученного значения минимальной неиспользованной части ресурса детали, напишем еще одно выражение для определения использованной части:

$$T_{H.P.n} = M_0 - T_{H.P.n} = M_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{МЕЖ.РЕМ.}}{T_{OCT_1}}\right). \quad (22)$$

После последней n -ой итерации выполняется ремонт. Таким образом при прогнозировании будет выполнено N итераций ($n = N$), следовательно, можно приравнять выражения 18 и 21:

$$M_0 \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{T_{OCT_1}}{M_0}\right)^N\right) = M_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{МЕЖ.РЕМ.}}{T_{OCT_1}}\right). \quad (23)$$

После преобразований определим расчетное число итераций модели для среднего детали при заданной $P(t)$ и законе распределения остаточного ресурса Z :

$$N = \frac{\ln \left(\frac{T_{МЕЖ.РЕМ.}}{T_{OCT_1}} \right)}{\ln \left(1 - \frac{T_{OCT_1}}{M_0} \right)}. \quad (24)$$

Выводы:

1. Использование данных диагностики, при прогнозировании срока отказа $t_{отк}$, предполагает выполнения нескольких итераций, на каждой из которых выполняется диагностирование.
2. Предложено выражение для определения математического ожидания необходимого количества итераций с учетом стохастического характера изменения ТС детали и заданного значения $P(t)$.

Список литературы: 1. Прогнозирование сроков отказа металлургического оборудования /Седуш В.Я., Ченцов Н.А., Ченцова Н.С.// Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1994. № 3.- С. 75-77. 2. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин. -М.: Колос, 1976. - 288 с. 3. Загальний вид моделі прогнозування терміну відмови деталей машин на стадії експлуатації /Ченцов М.О., Ручко В.М.// Прогресивні технології і системи машинобудування "Міжнародний сб. наукових трудов" Донецьк, ДонГТУ 1998г. Вип. N 5. С. 121-124.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ РОСТА ДЛЯ АППРОКСИМАЦИИ ФУНКЦИИ СКОРОСТИ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л. Ручко В.Н. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

При решении задач ремонтной службы довольно часто используются математические модели описывающие изменения технического состояния (ТС) детали в процессе ее эксплуатации $Y=f(t)$ [1]. В общем случае процесс изменения ТС детали описывается типичной кривой износа, на которой можно выделить три характерных участка: приработки, нормальной работы, ускоренного износа (рисунок 1а). Учитывая стохастический характер факторов, влияющих на изменение ТС, можно считать, что функция $Y=f(t)$ является трендом (математическим ожиданием) изменения ТС детали в случае средних условий ее эксплуатации [2].

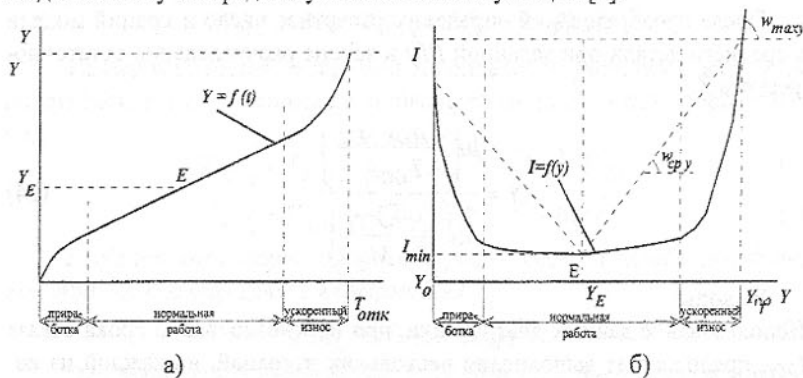


Рис. 1. Типичная кривая износа (а) и кривая скорости износа (б)

Первая производная от функции износа $Y=f(t)$ характеризует скорость износа $I=\dot{Y}=f'(t)$. Графическое представление зависимости скорости износа от ТС деталей, приведено на рисунке 1б. Для получения первой производной, при обработке статистических данных, можно использовать численные методы. При этом, для интервала между двумя точками, определяют среднее значение:

$$Y'_j = \frac{Y_{j-1} + Y_j}{2};$$

первой производной от функции износа

$$I'_j = \frac{Y_j - Y_{j-1}}{T_j - T_{j-1}}.$$

Из рисунка 1б видно, что значения полученной экспериментальной функции: на участке приработки уменьшаются; на участке нормальной работы они постоянны; а на участке ускоренного износа снова растут. Для ее аппроксимации можно использовать полином степени «n», экспоненциальную, кусочно-линейную или другую функцию [3]. Определения параметров аппроксимирующей функции выполняется с использованием статистики по нескольким реализациям деталей. Однако необходимо отметить, что параметры этих функций, не отражают физического смысла процесса изменения ТС. Например, скорости износа, начального ТС детали и т.д. Это затрудняет проведение исследований поведения функции с учетом условий эксплуатации деталей.

Кроме ранее названных функций для аппроксимации также можно использовать модели роста [3], основным достоинством которых является то, что их параметры отражают физические свойства процесса износа. Необходимо отменить существенный недостаток моделей роста - они могут использоваться для аппроксимации только тех функций, у которых первая производная не меняет знак на исследуемом интервале значений аргумента. Следовательно, на исследуемом участке функция должна монотонно расти, либо уменьшаться.

Использование моделей роста для аппроксимации первой производной потребовало разделить ее на два участка в точке Е экстремума функции (рисунок 1б), которой соответствует ТС детали Y_E . Можно видеть, что в этой точке первая производная имеет минимальное значение I_{MIN} . Таким образом, функция показанная на рисунке 1б разделена на две части, каждая из которых аппроксимируется собственной моделью роста. В результате имеем следующую модель функции скорости износа.

$$I = I_{MIN} + \begin{cases} f_{II}(y), \text{ при } y \leq Y_E \text{ (приработка)} \\ f_{IV}(y), \text{ при } y > Y_E \text{ (ускоренный износ)}. \end{cases}$$

где $f_{II}(y)$ - модель роста, используемая на участке приработки;

$f_{IV}(y)$ - модель роста используемая на участке ускоренного износа.

С точки зрения РС наибольший интерес представляет поведение функции в зоне непосредственно предшествующей отказу элемента оборудования, которая находится на кривой ускоренного износа и изменяется от 0 до I_{MAX} . Кроме того необходимо отметить, что исходя из физики изменения ТС детали, такая функция будет вогнутой, т.к. значение второй производной возрастает по мере приближения к предельному состоянию $Y_{пр}$. В случае, если вторая производная на всем участке постоянна, то

функция приобретает линейный вид. В связи с этим в первую очередь рассматриваем вопросы аппроксимации участка ускоренного износа, показанного на рисунке 2.

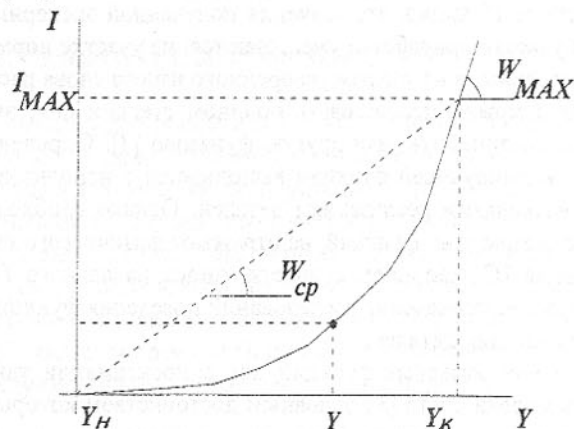


Рис. 2. Значение первой производной на участке ускоренного износа

Анализ этой функции позволил выделить ее характерные признаки представленные следующими параметрами:

$Y_H = Y_E$ - ТС детали в начале рассматриваемого участка;

$Y_K = Y_{PP}$ - ТС в конце рассматриваемого участка (предельное);

W_{MAX} - максимальное значение второй производной от функции износа;

W_{CP} - среднее значение второй производной от функции износа

$$W_{CP} = \left| \frac{I_{MAX}}{Y_{PP} - Y_E} \right|.$$

Исходя из характерных физических признаков первой производной от функции износа на участке ускоренного износа предложена модель роста, имеющая следующий вид

$$I_{II} = Y \cdot W_{CP} \cdot K_n^{\frac{Y - Y_{PP}}{Y_{PP} - Y_E}},$$

где $K_{II} = f\left(\frac{W_{MAX}}{W_{CP}}\right)$ - коэффициент кривизны функции.

Как видно из ранее проведенного анализа функции этот коэффициент может принимать значение $K \geq 1$. При $K=1$ модель роста вырождается в линейную функцию.

Для наглядного представления физического смысла данного коэффициента показана его связь с отношением W_{MAX}/W_{CP} функцией от кото-

рого и является значение $K = f\left(\frac{W_{MAX}}{W_{CP}}\right)$. Для получения этой функцио-

нальной зависимости был проведен математический эксперимент включающий определение значения I при $Y=0,999Y_{PP}$ для ряда значений K , лежащих на интервале $1 < K < 100$. Используя полученные I , был получен ряд значений $\frac{I_{PP} - I}{Y_{PP} - Y} = \frac{W_{MAX}}{W_{CP}}$. Полученные экспериментальные точки

$(W_{MAX}/W_{CP}, K)$ были аппроксимированы теоретической функцией $\frac{W_{MAX}}{W_{CP}} = \ln(K) + 1$. Коэффициент корреляции теоретических и эксперимен-

тальных значений функций составил $R^2=1$, что позволяет говорить об их совместности. Для удобства использования функция была преобразована

к виду $K = \exp\left(\frac{W_{MAX}}{W_{CP}} - 1\right)$.

При определении параметров модели роста используются экспериментальные данные, представленные n точками (I, Y) составляющими функцию ускоренного износа, показанную на рисунке 2. Необходимо отметить, что если такие параметры как Y_{PP} , Y_E , W_{CP} могут быть получены путем простых вычислений на основе экспериментальных данных, то для определения значения K необходимо использовать метод наименьших квадратов.

Применение этого метода потребовало приведения модели роста к линейному виду. При этом было выполнено простое преобразование модели с последующим логарифмированием, что привело к функции следующего вида

$$\ln\left(\frac{I}{Y W_{CP}}\right) = \frac{Y - Y_{PP}}{Y_{PP} - Y_E} \ln K.$$

Используя традиционный аппарат метода наименьших квадратов получаем окончательное выражение к определению значения K

$$K = \exp\left(\frac{\sum_{i=1}^n \frac{Y_i - Y_{PP}}{Y_{PP} - Y_E} \cdot \ln\left(\frac{I_i}{Y_i \cdot W_{CP}}\right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{Y_i - Y_{PP}}{Y_{PP} - Y_E}\right)^2}\right).$$

Для оценки степени связи экспериментальной и полученной на основе ее теоретической функции используется коэффициент корреляции

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I}) \cdot (I_{Ti} - \bar{I}_T)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2 \cdot \sum_{i=1}^n (I_{Ti} - \bar{I}_T)^2}},$$

где $\bar{I}$, $\bar{I}_T$ - среднее значение первой производной полученное из экспериментальной и теоретической функции соответственно.

Выполнив аналогичные математические преобразования для участка приработки, получим вид модели роста

$$I_{II} = (Y_E - Y) \cdot W_{CP} \cdot K_{II}^{\frac{Y_O - Y}{Y_E - Y_O}}.$$

Она предполагает использования собственного значения коэффициента K получаемого из выражения

$$K_{II} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{Y_O - Y_i}{Y_E - Y_O} \cdot \ln \left(\frac{I_i}{(Y_E + Y_i) \cdot W_{CP}} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{Y_O - Y_i}{Y_E - Y_O} \right)^2},$$

где Y_O - ТС детали в начале рассматриваемого участка, соответствующее началу эксплуатации детали;

Y_E - ТС детали в конце рассматриваемого участка.

В окончательном виде функция износа $I=f(y)$ представлена выражением

$$I = I_{MIN} + \begin{cases} (Y_E - Y) \cdot W_Y \cdot K_Y^{\frac{Y_O - Y}{Y_E - Y_O}}, & \text{при } Y \leq Y_E \text{ (приработка)} \\ Y \cdot W_{II} \cdot K_{II}^{\frac{Y - Y_{II}}{Y_E - Y_O}}, & \text{при } Y > Y_E \text{ (ускоренный износ)}, \end{cases}$$

где W_{II} , W_Y - средняя скорость изменения первой производной на участке приработке и ускоренного износа соответственно;

K_{II} , K_Y - коэффициенты кривизны функции для участка приработки и ускоренного износа соответственно.

Полученная функция $I=f(y)$ может быть использована для построения зависимости $T=f(y)$ с шагом ΔY . При этом очередное значения функции определяется численным методом из выражения

$$T_i = T_{i-1} + 2 \frac{Y_i - Y_{i-1}}{I_i + I_{i+1}}.$$

Переход от функции $T=f(Y)$ к $Y=f(T)$ может быть выполнен путем несложного преобразования.

Вывод: использование модели роста при аппроксимации функции износа позволяет получить параметры наглядно характеризующие физику износа.

Список литературы: 1. Седуш В.Я. Надежность ремонт и монтаж металлургических машин. К.: НМК ВО, 1992. -368с. 2. В.Я. Седуш, Н.А. Ченцов, С.А. Колочко Прогнозирование сроков ремонта с использованием данных диагностики //Металлургическая горнорудная промышленность. - 1991. - №4.- С.59-60 3. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. Книга 1. -М.: Финансы и статистика, 1987. - 351с.

ОДЕРЖАННЯ ТА ВЛАСТИВОСТІ ЦИРКОНІЄВИХ КОМПОЗИТИВ-АКТИВНОГО МАТЕРІАЛУ ЕЛЕКТРОДІВ ПЛАЗМОВОГО РІЗАННЯ

Шаповал О.М. (ДІЦТС "Світкермет", м. Світловодськ, Україна)

Розроблена технологічна схема одержання композитів [1] включає операції виготовлення складеної заготовки (сердечник-цирконієвий сплав 110, оболонка-цирконієва бронза БрЦр 0,1); гаряче пресування складеної заготовки на біметалевий пруток діаметром 16мм; вібраційне волочіння прутка до діаметра 2,5мм; гідродинамічне волочіння біметалевого дроту до діаметра 1мм.

З метою дослідження впливу схеми деформування на якість контакту між сердечником та оболонкою, в технологічній схемі як варіант було задіяно процес ротаційного кування. Відтак в діапазоні діаметрів 2,5-1мм деформування біметалу велось за двома схемами: за схемою "А"- ротаційне кування до діаметра 1,8мм і гідродинамічне волочіння на кінцевий діаметр; за схемою "Б"- виключно гідродинамічне волочіння.

Матеріали вихідних компонентів складеної заготовки мали нижчеприведений хімічний склад (мас.%). Цирконієва бронза оболонки: Zr-0,06-0,15; домішок-не більше 0,1; Си-останнє. Сплав 110 сердечника: Nb-1,1; Al-8·10⁻³; N-6·10⁻³; C-2·10⁻²; Zr-останнє.

Співвідношення між діаметрами оболонки та сердечника складеної заготовки визначають, керуючись конструкцією електродів плазмотронів. При цьому прийнятий діаметр складеної заготовки (85мм) визначено, виходячи з технологічних міркувань-можливостей пресу гарячого пресування. Діаметр d_0 сердечника складеної заготовки визначено через витяжку μ складеної заготовки при деформації її на

кінцевий композит діаметром 1мм (таблиця 1). Виходячи з заданого діаметру d_1 сердечника, в кінцевому композиті знайдено $d_0 = d_1 \sqrt{\mu} \approx 66$ " ". При виготовленні складеної заготовки фактичний діаметр сердечника було прийнято рівним обчисленому.

Згідно технологічної схеми були виготовлені складена заготовка та композити з неї фактичними діаметрами 2,5мм; 1,02мм (схема "А"); 1,03 мм (схема "Б"). Металографічним шляхом були визначені фактичні діаметри сердечника в композитах. Дані обчислень діаметрів сердечника та вимірів їх на металографічних шліфах під мікроскопом приведені в таблиці 1. Потрібну для одержання композиту з бажаним діаметром сердечника загальну деформацію складеної заготовки можливо визначити з задовільною точністю шляхом розрахунку.

Таблиця 1

Обчислені та фактичні значення діаметру сердечника в композитах

Складена заготовка-композит			Сердечник		
Композит фактич. діаметр, мм	Коефіцієнт витяжки	$\sqrt{\mu}$	Діаметр сердечника, мм		Відхилення значень діаметру, мм
			обчислений	фактичний	
85	1	1	66,02	66,00	-0,02
2,5	1158,1	34,03	1,94	1,93	-0,01
1,02 "А"	6944,44	83,33	0,8	0,82	+0,02
1,03 "Б"	6810,25	82,52	0,8	0,83	+0,03

Для реалізації розробленої технологічної схеми створено комплекс промислового технологічного обладнання нового покоління. В конструкцію станів для одержання композитів закладені високопродуктивні технологічні процеси вібраційного деформування та гідродинамічного волочіння [2,3]. В таблиці 2 приведені технічні характеристики розробленого обладнання, яке задіяне в промисловому виробництві електродних композитів.

Таблиця 2

Технічні характеристики технологічного обладнання

Діаметр композиту згідно схеми, мм	Назва технологічного обладнання	Тип (марка)	Характеристики				
			Робоче зусилля, кН	Витяжка металу за перехід	Швидкість деформування, м/с	Встановлена потужність, кВт	Температура нагрівання К
85-16	Гідравлічний прес	П459	630	20-50	0,02	17	1773
16-9,5	Стан вібраційного деформування	ВДУ-П	50	1,1-1,3	0,05-0,2	14,2	1573
9,5-2,5	Ланцюговий волочильний стан	ЗК-1,6-26	16	1,1-1,3	0,12	16	1373
2,5-1,8 схема "А"	Ротаційно кувальна машина	ІМ-116	20 (в імпульсі)	1,1-1,2	0,1	8,75	1373
2,5-1 схема "Б"	Стан гідродинамічного волочіння	1/550 М-ГД	5	1,2-1,45	1,65	7,1	Без Нагрівання

На станах ВДУ-П та ЗК-1,6-26 реалізується процес вібраційного волочіння композиту через дві волокна, яким надаються коливання низької частоти (50 Гц) в протилежних фазах [2]. Завдяки цьому в 1,8-2 рази збільшується витяжка композиту за перехід, відповідно зростають продуктивність процесу і вихід готової подукції.

На стані 1/550М-ГД вперше при виробництві біметалевих композитів реалізовано комбінований процес гідродинамічного волочіння з накаленням на волочильний інструмент вібрації в початковий період розгону приводу волочильного стану. Це знімає початковий пік сили волочіння. При подальшому зростанні швидкості волочіння і досягненні рідинного режиму тертя на контактних поверхнях осередку деформації

вібрацію волоочильного інструменту знімають. Це дає можливість збільшити витяжку композиту до 1,4-1,45 за перехід при забезпеченні необхідного коефіцієнту запасу міцності металу при волочінні.

В ході роботи на описаному комплексі технологічного обладнання були одержані промислові партії композитів для виготовлення з них активних елементів електродів плазмотронів. Враховуючи велику потребу в електродах для сили робочого струму від 400 до 100А, виготовлені композити діаметром 2,5; 1,46; 1,4; 1,3; 1,25; 1 мм.

Зважаючи на те, що за формування щільного контакту між сердечником та оболонкою відповідальними є кінцеві технологічні операції деформування, в діапазоні діаметрів 2,5-1 мм було виконане дослідження еволюції мікроструктури, хімічного складу та поверхні металу в перехідній зоні між сердечником та оболонкою, в ході обробки.

Для того, щоб встановити закономірності деформування "металургійного" контакту в ході деформування композиту, в цих дослідках було використано композити всього ряду діаметрів.

В зразках композиту в діапазоні діаметрів 2,5-1,8 мм в перехідній зоні виявлені ділянки шириною до 1,5 мкм, де контакт відсутній. В процесі деформації композиту до діаметру 1 мм ці ділянки закриваються, залишаються лише невеликі мікропори. Таким чином, існує певна загальна деформація композиту, яка забезпечує "металургійний" контакт між компонентами біметалу.

Порівняння мікроструктур перехідної зони в композитах, одержаних за схемами "А" і "Б", свідчить про благотворний вплив ротаційного кування в завершальній стадії деформації композиту на формування щільного, без пор, контакту між сердечником та оболонкою. Це обумовлено більш "м'якою" схемою напружено-деформованого стану металу при ротаційному куванні в порівнянні з волочінням.

Результати металографічного дослідження перехідної зони в композитах, одержаних за схемою "А" і "Б", корелюються з даними експлуатаційних випробувань: композити за схемою "А" мали в електродах в 1,3-1,8 рази більший ресурс, ніж композити, одержані за схемою "Б".

Поверхня композиту, одержаного за схемою "А", є менш фрагментованою в порівнянні зі схемою "Б", що підтверджує результати металографічних досліджень. Твердість сердечника композиту, одержаного за схемою "А", дещо більша в порівнянні зі схемою "Б", що зумовлено особливостями розвитку текстури при ротаційному куванні та відповідно волочінні.

В результаті роботи створена промислова технологія одержання біметалевих композитів "цирконієвий сплав-цирконієва бронза", призначених для виготовлення активних елементів електродів плазмотронів на робочий струм 100-400 А.

Список літератури. 1. Шаповал А.Н., Познанский В.И., Хохлов Ю.Г. Разработка технологии производства электродов плазменной резки металла. Прогрессивная техника и технологии машиностроения. Тезисы докладов международной научно-технической конференции 12-15 сентября 1995 г. Донецк: Дон ГТУ, 1995. С. 263. 2. Шаповал А.Н., Изотов В.М., Познанский В.И. и др. Перспективные технологические процессы обработки давлением тугоплавких металлов. Обзорная информация, М.: ЦНИИЦветмет экономики и информации, сер. Обработка цветных металлов и сплавов. вып. 2, 1986.- 56 с. 3. Шаповал А.Н., Изотов В.М. Новые процессы гидропрессования и волочения металлов со смазкой под давлением. Обзорная информация, М.: ЦНИИЦветмет экономики и информации, сер. Обработка цветных металлов, вып. 5, 1988.- 39 с.

РАЗРАБОТКА НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ВОЛЬФРАМОВЫХ КАТОДОВ ЭЛЕКТРОННО-ЛУЧЕВЫХ УСТАНОВОК

Шаповал А.Н., Ковалев Н.С., Шаповал А.А.

(ГИЦТС "Светкермет" г. Светловодск, ИЭиНТ г. Кременчуг, Украина)

Электронно-лучевые технологии применяются для плавки, послойной кристаллизации, разлива, распыления металлов, осаждения из паровой фазы покрытий различного назначения, получения композиционных материалов путем испарения и последующей конденсации.

В электронно-лучевых установках используются двухэлектродные пушки с линейным прямоканальным термокатодом из вольфрама. В таблицах 1-3 приведены требования к химсоставу, геометрии и механическим свойствам катодов, выпускаемых Государственным инженерным центром твердых сплавов (ГИЦТС) "Светкермет".

Ниже, на рис. 1, приведена разработанная технологическая схема производства катодов. Исходной заготовкой для получения катодов являются спеченные штабики, которые прокатываются на стане поперечно-винтовой прокатки [1] на прутки, подвергающиеся контролю на токовик-реом дефектоскопе. После устранения дефектов (шлифование, зачистка) прутки отжигаются на установке термодатированной обработки, прессуют

ся до диаметра 4,3 мм [2] и протягиваются на круглую заготовку [3], поступающую на плющение. После нескольких проходов на плющильном стане лента разрезается на катоды, поверхность которых шлифуется. Реализована принципиально новая технологическая схема производства вольфрамовых катодов, учитывающая наследственность вольфрама.

Для аппаратного оформления данной технологической схемы создан комплекс технологического оборудования нового поколения. Технические характеристики станов приведены в таблице 4.

Процесс винтовой прокатки формирует винтовую текстуру вольфрама, обеспечивающую формоустойчивость катодов при эксплуатации в электронной пушке. Циклическое бесконтейнерное прессование заготовок под плющение в сочетании с термоциклическим отжигом исключает зарождение расслоя в вольфраме, благодаря чему достигается высокая эксплуатационная стойкость катодов (40-60 часов работы).

Химический состав катодов

Таблица 1

Массовая доля Основы, %, не Менее	Массовая доля примесей, % не более				Массовая доля Присадок, %, не более	
	вольфрам	железо	кальций	молибден	Алюминий	Кремний
	99,95	0,005	0,005	0,03	0,004	0,006

Геометрические размеры катодов

Таблица 2

Тип катода	Размеры в мм	Допустимые отклонения, мм
	Длина - 100	+0,9
КЭПВ 100,0×0,6×3,0	Толщина - 0,6	±0,02
	Ширина - 3	±0,05

Механические свойства катодов

Таблица 3

Тип катода	Микротвердость, МПа	Временное сопротивление разрыву, МПа	Относительное удлинение при растяжении, %, не менее
КЭПВ 100,0×0,6×3,0	3900 - 4150	1300 - 1500	1,2

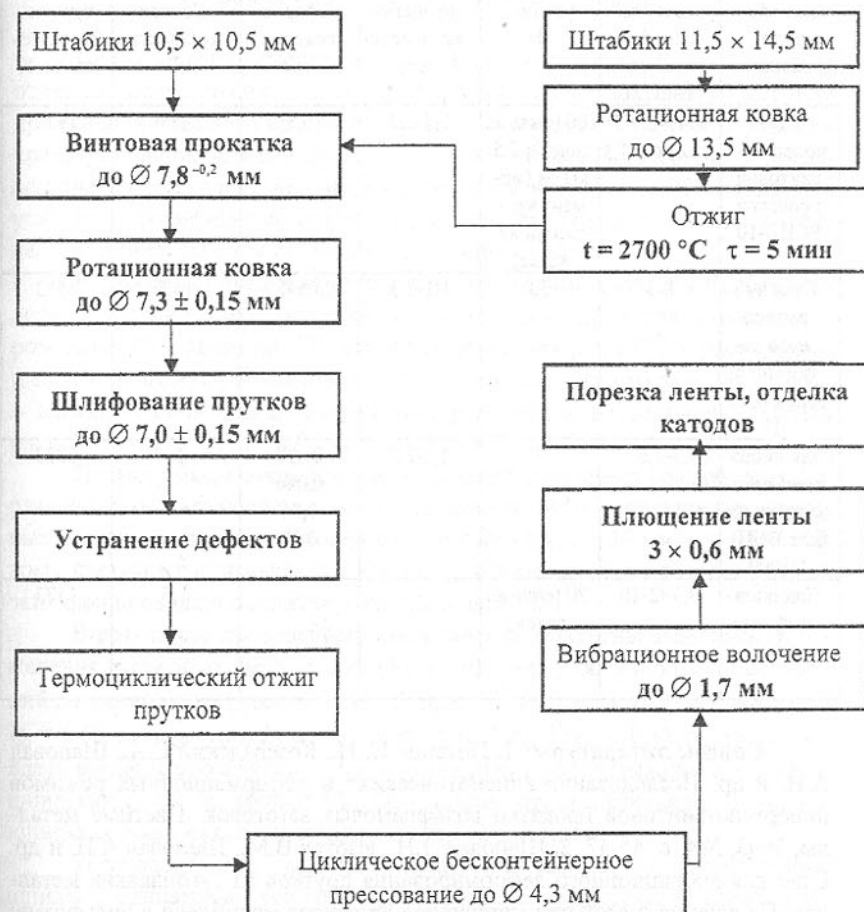


Рис. 1. Технологическая схема производства катодов.

Технические данные технологического оборудования Таблица 4

Наименование и тип оборудования	Диапазон обрабатываемых вольфрамовых заготовок, мм	Технические данные				
		Рабочее усилие, кН	Коэффициент вытяжки за проход	Скорость деформирования, м/с	Установленная мощность, кВт	Температура нагрева металла, К
Стан поперечно-винтовой прокатки РСРВ-10	Ø40-Ø7,5; 18×18-Ø7,5	200 (сила на валок); 2,5 кН·м (момент крутящий на валке)	1,5-3,0	0,1	373	1973
Стан вибрационного деформирования ВДУ II	8-3	50	1,1-1,3	0,05-0,2	14,2	1573
Стан вибрационного олочения базе ВЦН-1/1000	3-1,6	7	1,1-1,2	0,036 0,046 0,06 0,07	12	1373
Плющильный стан "дуо"	0,3×2-10	20 (сила на валок)	-	-	1,5	1373

Список литературы: 1. Потапов И. Н., Козерадский С.А., Шаповал А.Н. и др. Исследование кинематических и деформационных режимов поперечно-винтовой прокатки вольфрамовых заготовок. Цветные металлы, 1993, №4, с. 45-47. 2. Шаповал В.Н., Изотов В.М., Шаповал А.Н. и др. Стан для вибрационного деформирования прутков из тугоплавких металлов.-Получение и свойства материалов на основе молибдена и вольфрама: Науч. тр./ВНИИТС. М.: Металлургия, 1987, с. 52-60. 3. Шаповал А.Н. Разработка устройств для вибрационного деформирования прутков и проволоки из тугоплавких металлов.-В сб. "Получение и свойства сплавов и тугоплавких соединений". М.: Металлургия, 1987 (ВНИИТС), с.81-91.

ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Щербина С.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Сборка крупногабаритных резьбовых соединений (РС) в различных отраслях промышленности осуществляется преимущественно методом приложения внешнего крутящего момента. Точность контроля за усилием предварительной затяжки при этом методе - низкая [1]. Поэтому в производственных условиях невозможно создать в нескольких РС одинаковое усилие предварительной затяжки, из-за чего безотказность болтов и шпилек, например, рабочих рольгангов блюмингов, - низкая.

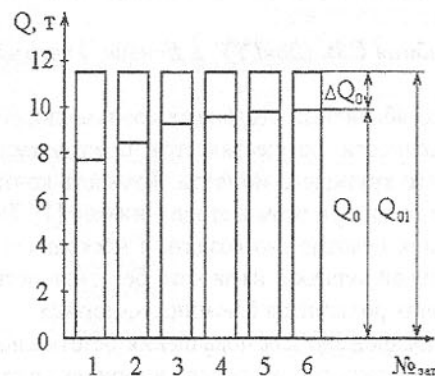
В работе [2] предложено для повышения безотказности РС базовых деталей машин производить сборку болтов и шпилек гидравлическим устройством (ГУ). Известно [3], что в результате сборки РС ГУ растягивающее усилие может уменьшаться до 50%. Однако, в литературе нет данных о влиянии принимаемых напряжений растяжения на величину падения растягивающего усилия в РС при их сборке ГУ.

Поэтому было проведено исследование изменения создаваемых ГУ различных растягивающих усилий в шпильках М36, стягивающих круговые фланцы следующих размеров [4]: $h = 280$ мм, $l = 40$ мм, $a = 6$ мм. Каждая шпилька растягивалась ГУ 6 раз усилием Q_{01} . Перед последующей затяжкой проводилось снятие нагрузки в шпильке.

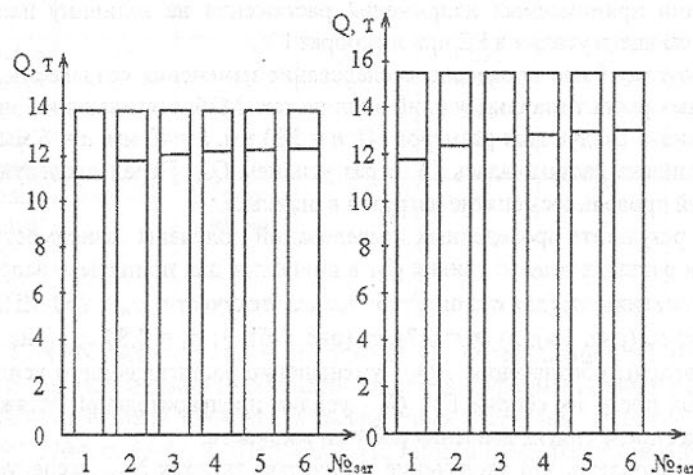
В результате проведенных исследований получены зависимости изменения растягивающего усилия Q_{01} в шпильках для принятых напряжений растяжения σ_p (для стали Ст. 5 предел текучести $\sigma_m = 260$ МПа): 1) $\sigma_p = 0,60 \cdot \sigma_m$ (рис. 1,а); 2) $\sigma_p = 0,74 \cdot \sigma_m$ (рис. 1,б); 3) $\sigma_p = 0,83 \cdot \sigma_m$ (рис. 1,в). Здесь введены обозначения: ΔQ_0 - уменьшение растягивающего усилия в шпильках после их сборки ГУ; Q_0 - усилие предварительной затяжки в шпильках после снятия давления рабочей жидкости.

Установлено, что увеличение количества затяжек $N_{зат}$ исследуемых шпилек с одинаковым усилием Q_{01} приводит к уменьшению падения растягивающего усилия и повышению усилия предварительной затяжки Q_0 . В процентном отношении уменьшение растягивающего усилия в материале каждой из исследуемых шпилек $(100 \cdot \Delta Q_0 / Q_{01}, \%)$ для всех нагружений представлены в табл. 1.

Как видно из данных, приведенных в табл. 1, повышение напряжений растяжения приводит к уменьшению падения растягивающего усилия в результате более полного выбора зазоров в резьбе и на контактных поверхностях гаек. Поэтому при сборке РС ГУ необходимо растягивать



а)



б)

в)

Рис. 1. Зависимость уменьшения растягивающего усилия Q_{01} в шпильке МЗ6 от количества затяжек $N_{зат}$ при создании ГУ растягивающих напряжений:

а) $\sigma_p = 0,60 \cdot \sigma_m$; б) $\sigma_p = 0,74 \cdot \sigma_m$; в) $\sigma_p = 0,83 \cdot \sigma_m$

шпильки и болты усилиями Q_{01} , соответствующими напряжениям растяжения $\sigma_p = (0,7 - 0,9) \cdot \sigma_m$.

Таблица 1. Значения уменьшения растягивающего усилия в материале исследуемых шпилек для различных напряжений растяжения при их сборке ГУ

Напряжения растяжения шпильки	Уменьшение растягивающего усилия ($100 \cdot \Delta Q_0 / Q_{01}$, %) в материале шпилек при нагружениях					
	1-м	2-м	3-м	4-м	5-м	6-м
$\sigma_p = 0,60 \cdot \sigma_m$	32,9	26,4	19,7	16,9	14,8	14,2
$\sigma_p = 0,74 \cdot \sigma_m$	20,1	14,8	12,5	12,0	11,7	11,5
$\sigma_p = 0,83 \cdot \sigma_m$	24,1	20,0	18,4	17,6	16,1	15,9

Установлено, что при более высоких напряжениях растяжения исследуемых шпилек ГУ зазоры в резьбе и на контактных поверхностях гаек выбираются в основном за первые два нагружения. Поэтому предложено для выбора зазоров в резьбе и обжатия контактных поверхностей гаек производить две затяжки РС, в результате чего повысится плотность стыка фланцевого соединения. Это позволит создавать в материале затягиваемых болтов и шпилек усилия, соответствующие напряжениям затяжки, равным $\sigma_z \approx (0,60 - 0,72) \cdot \sigma_m$, что соответствует рекомендуемым напряжениям затяжки для сборки РС из углеродистых марок сталей [5].

Установлено, что загрязнение верхних фланцев приводит к значительному падению в исследуемых шпильках создаваемого ГУ растягивающего усилия (до 80%). Поэтому для повышения качества сборки РС необходимо производить очистку поверхности фланцев, на которую устанавливается ГУ, от грязи, пыли, а иногда и смазки.

В результате анализа конструкций фланцевых соединений оборудования металлургических заводов установлено, что большинство фланцев изготавливаются литьем. Известно [6], что перекосы опорной поверхности фланцев влияют на прочность РС. В реальных конструкциях согласно конструкторской документации производится обработка опорной поверхности фланцев (диаметр обработанной поверхности на 5 - 10 мм больше диаметра описанной окружности гайки) под установку гайки для возможности сборки РС гаечным ключом.

Для возможности установки разработанного ГУ и последующей сборки крупногабаритных РС оборудования металлургических заводов методом приложения осевых усилий предложено проектировать фланцы с учетом наружного диаметра опоры D_n (табл. 2) и обеспечить перпендику-

лярность опорной поверхности верхнего фланца относительно оси отверстия под болт (шпильку).

Таблица 2. Диаметры опорной поверхности ГУ

Номинальный диаметр резьбы, мм	Наружный диаметр опоры ГУ D_n , мм
30 - 36	100
42 - 52	132
56 - 64	158
72 - 90	206

Выбор величины напряжений затяжки необходимо делать с учетом конструкции фланцевого соединения, вида и характера рабочей нагрузки. Нижнее значение напряжений затяжки должно обеспечивать условие нераскрытия стыка, а верхнее должно быть таким, чтобы болты и шпильки работали в зоне упругих деформаций.

Список литературы: 1. Леенсон М.А., Симкин Е.Л. Особенности затяжки резьбовых соединений больших диаметров // Вестник машиностроения. - 1968. - № 10. - С. 48-50. 2. Руденко В.И., Щербина С.В. Исследование безотказности резьбовых соединений базовых деталей машин / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. статей. - Донецк: ДонГТУ. - 1998. - Вып. 4. - С. 136-142. 3. Гельфанд М.Л., Ципенюк Я.И., Кузнецов О.К. Сборка резьбовых соединений. - М.: Машиностроение, 1978. - 109 с. 4. Шевченко Ф.Л., Щербина С.В. Определение податливости круговых фланцев промышленного оборудования / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. статей. - Донецк: ДонГТУ. - 1998. - Вып. 5. - С. 234-239. 5. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. Расчет и конструирование // Детали машин / Под ред. Н.С.Ачеркана. - 3-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1968. - 440с. - Т. 1. 6. Якушев А.И. Влияние перекосов опорных поверхностей и предварительной затяжки болтов на прочность резьбовых соединений // Вестник машиностроения. - 1953. - № 7. - С. 7-10.

WEAR RESISTANCE OF FOUNDED AUSTENITE ALLOYS OF THE Fe-Cr-Mn- C-N SYSTEM

Dr. Eng. **Bogomil Velicov Kolev** (Institute of Metal Science, Sofia, Bulgaria)

The paper present part of the initial results of the investigations concerning the possibilities to produce wear resistant austenitic alloys of higher wear resistance than that of Hatfield's (of the type C110Mn13). The effects of the basic components (C, N, $\Sigma C+N$, Cr, Mn) and crystallization pressure on the wear resistance are studied. The results apply to states: after homogenization and quenching from 1150° C, ageing at 700° C and after cooling at minus 65° C and they are protected by authors certificates (patents).

1. Introduction

The basic factor determining wear resistance is phase composition, resp. chemical composition. At the present stage of research there is no common theory explaining the mechanisms of wearing processes: cutting, grinding, friction, wearing at high or negative temperatures, hydroerosion, cavitation, erosion and additional corrosion [1]. Wearing may be: pure abrasive, hydroabrasive, in media with different Ph, resp. with different pressure: striking, folding etc. Influence exerts also the metallurgical treatment of the melt conditions of crystallization and the regime of thermal treatment.

The diversity of wearing reflects on the structure formation, changes in which create difficulties in the determination of regularities between phase (structure) and chemical composition and wearing as well as in the choice of suitable composition in practice, regime and methods of treatment. Compromises between contradictory properties should often be made, e.g. hardness, resilience etc. There are difficulties coming from the lack of standard experiment methods, environment effects, estimation of the economic usefulness of different decisions. In rising wear-resistance phases and structure compositions go in the following order: ferrite, perlite, troostite, zorbite. Austenite has been insufficiently studied and is given contradictory estimates. Besides, austenite of the Cr18Ni10 type is corrosion-resistant, but poorly wear resistant and austenite of the Hatfield steel type C110Mn13 is highly resistant under strike wearing and possesses low corrosion and thermal resistance. The efforts to improve wear resistance of C110Mn13 with carbide-formators and even stabilizers gave no important results. It seems that until recently [6] scientists have considered C the most important and single element which determines wear resistance of steels of the Hatfield type. Hence, it is expected that strengthening [1-3,8] should im-

prove wear resistance. Strengthening under alloying (N etc.), additional treatment and use. According to [1-3,8] combining Cr and Mn and C, N along with other elements very successful combination of strength and heat resistance, wear resistance etc. The production of wear resistant alloys is a topical problem of national and world significance. Needs are rising. This is a resource and environmental issue. There are no references about wear-resistant non-nickel alloys of the studied system, about the influence of the basic factors, pressure and different types of heat treatment upon wear resistance.

2. The aim and experimental procedures.

The aim of the work is to present to the scientific and technical public a part of the initial results of the studies on wear resistance of founded austenite non-nickel alloys of the Fe-Cr-Mn-C-N system the influence of basic components and pressure, heat treatment and on the basis of wear resistant and highly strong alloys with better wear resistance than that of the Hatfield steel (of the C110Mn13 type) and of the first time [6]. Alloys have been obtained in an induction autoclave and have been poured into dry sand forms in sample bodies 22 mm in diameter under pressure $P = 45.10^5$ Pa after the method of [1-2]. The wear resistance testing is carried out in a Skoda-Savin machine in Central

Manufacturing Institute-Sofia. The results have been interpreted graphically and in tables and every point has been averaged of at last 3 samples. Results have been compared to those of Cr18Ni1F and C110Mn13. The testing consists of: 4 hour homogenization at 1150°C and tempering in water followed by aging at 700°C for 15 hours after cooling down of homogenized

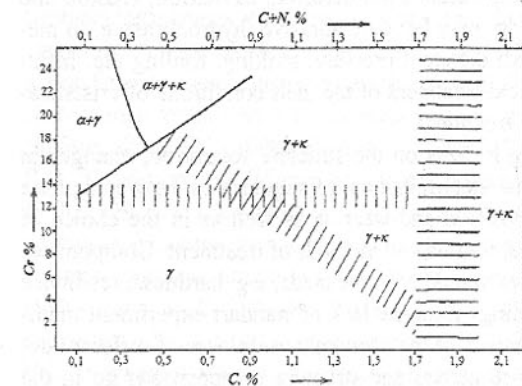


fig1. Const. diagram at 1150°C, 6 h, H₂O, 9-19% of Mn

samples at minus 65°C for 30 min. A large amount of samples has been studied in the γ and $\gamma+K$ areas in fig.1.

3. Experimental results and discussion.

C (fig.1, tabl.2), resp. $\Sigma C+N$ (fig.2) improve wear resistance. For alloys of the γ area the influence of the strengthening effect of the alloying with N and

C and of the wearing is still important. The explanation lies in the dislocation theory [1-3,8]. For alloys of the $\gamma+K$ area in fig 1, influence exerts the relation between the austenite (γ) and the characteristics of the carbide phase (K) [4]: For alloys $\gamma/K \ll 1$ the influence of K is important, for $\gamma/K < 1$, important is γ solid solution.

Table 1

Wear resistance of steels with different structure after homogenization at 1150°C $\tau=4$ hours, in water.

No in order	Chemical composition, %					Wearing μm^3	Hardness HB	Structure after homogenization
	C	Si	Mn	Cr	N			
1.	0.33	0.74	20	6.20	0.842	948.6	255	Austenit
2.	0.34	1.01	6.4	16.60	0.896	4740.0	365	Austenit + pseudoperlite
3.	0.36	1.10	5.0	22.15	1.325	4860.0	404	Austenit + pseudoperlite (nitrids)

The improvement of wear resistance under the influence of Cr (fig.3) and

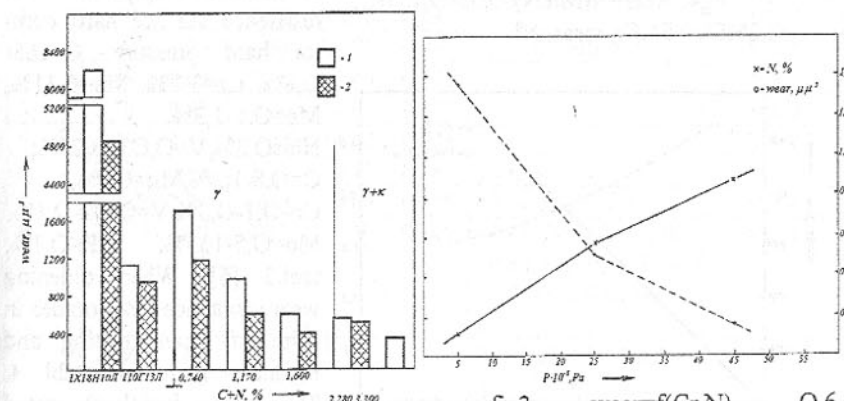


fig.2. wear = f(C+N), 16-18%Mn, Si<1,2%, 3,5-5,5%Cr.

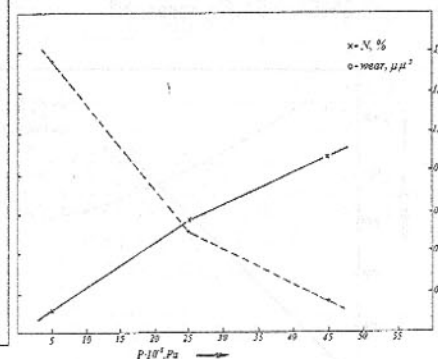


fig3 wear = f(Cr,N), 0,6-0,8%C, Si<1,2%, 16-18% Mn, wear, N%.

Mn (fig.4) and pressure (fig.5) is basically due to the N absorbed [1,2,8]. The nitrid phases(N) are smaller, plate-like, softer, thermodynamically more unstable (a like perlite) and are weakly attached to the γ solid solution than the K. With the increase of Cr and N such values are reached when N phases is no more soluble [1,5]. Wear resistance deteriorates in spite of the fact that hardness increases tabl.1. K improve wear resistance better than N phases, tabl.1,2. The nitrid phases being softer could be oiled under friction.

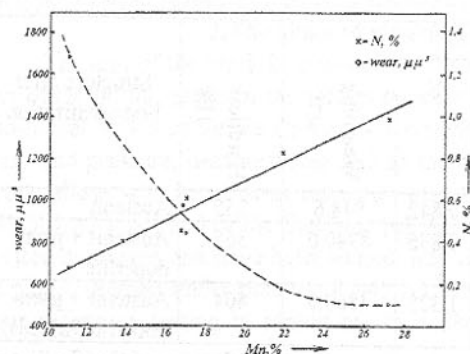


fig.4. wear = $f(\text{Mn}, \text{N})$; 0,55-0,75%C, <1,2%Si, 4,5%Cr, wear, N%.

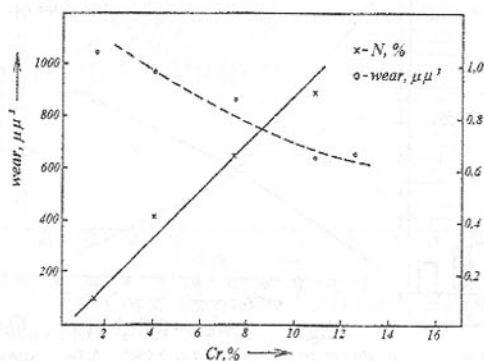


fig 5. wear = $f(\text{P}_{\text{crystal}}, \text{N}\%)$; 0,5-0,7%C, <1,2%Si, 16-18%Mn, 5-7%Cr, wear, N%.

If at the respective ratios between the stabilizing γ solid solution elements (C,N,Mn) and the ferrite-forming carbon-nitrid forming (Cr,V,Mo) there is an unstable austenite structure under homogenization and tempering, then under conditions of strike wearing on the samples surface alike thermal chemical treatment is formed a layer of deformation martensite. Wear resistance surface hard core for hard pressure: C=0,5-0,8%, Cr=3-7%, Mn=6-11%, Mo=0,5-1,3%, Nb=0,2%, V=0,03-0,25%; C=0,8-1,3%, Mn=6-9%, Cr=0,1-0,3%, V=0,02-0,1%, Mo=0,5-1,3%, S,P<0,1%, tabl.3 [6]. When oldening wear resistance deteriorates in spite of strengthening and hardness increased, tabl 4. The reason has been stated above: the indicated properties of N and K phases, the changes in γ solid solution etc.[1,7]. Still, some N-containing alloys have better

wear resistance than C110Mn13 after analogic treatment, table. 5. Steels containing above 12-14%, although having higher hardness than C110Mn13, are

lesswear resistant than it and N -alloyed only with Cr, steels, table 6, table 5. This is due to the big, rough, perlite-like columns in N steels and the different mechanism of oldening [1,3,7]. After cooling down at negative temperatures wear resistance improved fig.2, table. 7 [6]. The reason is the hammer hardening of contraction as well as a possibility of diffusion and non diffusion processes when crossing the negative „C” curves. In several months up to one year wear resistance deteriorates as result of „relaxation” and conversions at room temperature.

Cr18Ni10 wear resistance. After homogenization at 1150°C, tempering-8200mm³, after cooling at minus 65°C-4800 mm³. Cr and Ni form solid solution of substitution and increase energy, i.e ease the movement of dislocations lighter strengthening than C and N.

Table 2 Wearing of medium and high-alloyed with Cr alloys with austenite-carbide structure, 1150°C, water

No in order	Chemical composition, %						Wearing μm^3
	C	Si	Mn	Cr	N	Other	
1.	1.07	0.59	8.32	12.10	0.483		671.7
2.	2.60	1.25	7.80	20.70	0.291	W -1.05, HB -0,1	579.4
3.	2.88	0.09	12.05	19.40	0.279		424.7
4.	2.79	0.98	13.05	14.00	0.317		541.0
5.	2.40	1.37	12.55	14.47	0.923		372.3
6.	3.12	0.48	9.23	10.40	0.285	Ni -2.4	512.3
7.	3.08	2.29	12.68	10.60	0.115	Ni -1.35, V -0.55	500.9
8.	3.07	1.60	9.05	12.50	0.340	Ni -1/35, V -0.55, W -0.50, Cu -0.48, B -0.08, Ti -0.001 Nb -0.11	427.4
9.	2.89	2.80	12.00	9.80	0.130	Ni -10.2, Mo -0.12, V -0.18, W -0.08, Nb -0.05	411.2
10.	2.95	1.07	10.00	7.41	0.370		388.4
11.	3.28	1.59	10.90	10.40	0.169		330.4
12.	3.51	1.42	11.20	10.60	0.158		298.8

Table 3 Wear resistance of steels towards 110G13L, 1150°C, water

No in order	Nomenclature of melts	Chemical composition, %						Wearing	
		C	Si	Mn	Cr	N	Other	μm^3	Improvement towards
1	110G13L	1.21	0.60	12.70	-	-		1153.7	1.10
2	A161	0.86	0.76	18.10	1.27	0.060		1049.9	1.18
3	A165	0.69	0.83	16.83	3.90	0.465		976.7	1.18
4	VE	1.08	0.42	11.80	3.08	0.100	V-0.06	945.7	1.22
5	A162	1.05	0.76	18.05	1.30	0.588		926.8	1.24
6	13	0.66	0.45	9.80	4.86	0.135	Mo-0.85	880.7	1.31
7	181	0.89	1.15	16.80	7.20	0.665		848.3	1.36
8	169	0.57	0.68	11.95	5.40	0.0862	Mo-0.82	712.1	1.62
9	A167	0.97	0.98	16.20	10.50	0.928		553.1	2.08
10	A169	0.62	0.95	21.50	7.20	0.869		554.2	2.12
11	A170	0.80	0.74	27.02	7.20	0.884		523.7	2.20
12	A166	1.16	1.04	16.80	5.80	0.449		496.5	2.32
13	A170	0.88	0.38	15.00	7.90	0.950	V-0.19, Al-0.45, Mo-0.45	588.2	1.96
14	A100	0.73	1.62	14.34	5.63	0.614	V-0.60, Al-0.45, Mo-0.30	585.2	1.97
15	A95	0.99	0.33	22.34	3.90	0.705	V-0.90, Al-0.55, Mo-0.30	529.4	2.18
16	A90	0.98	1.09	12.73	4.48	0.477	V-0.60, Al-0.10, Mo-0.30	500.9	2.30

Optimum combination between mechanic indicators and wear resistance [3,6,8]. Steels of the g area in fig.1: C=0,51,2%, N=0,06-0,8%, Si<0,8-1,2%, Mn=23-9%, Cr=8-2%, S, P<0,1% additional alloying with V<0,5-1%, Mo=0,5-1,5%, Al<0,5-0,8%. After 1150°C / water, $\sigma_B = 70 \cdot 10^7$ Pa, $\sigma_{0.2} = 50-80 \cdot 10^7$ Pa, δ_5 up to 40-30%, ak up to 1,5-2,5 times (separate experiments up to 5 times, 700°C up to 2-4 times, minus 65°C up to 1,5-2,5 times. Their application is hard strike pressure. Cast iron of the g+K area, fig.1: C=2,8-3,6%, Si=0,72%, Mn=10-18%, Cr=10-15%, N=0,04-0,5%, S, P<0,1%; 1150°C / water, $\sigma_B = 50-80 \cdot 10^7$ Pa, $\sigma_{0.2} = 0,4-1,4 \cdot 10^5$ j / m², 400-600HB, 4-6 (separate cases-more) times better wear resistance than C110Mn13. Alloys in fig.1 allow additional alloying in order to improve their properties. The above mentioned

alloys studied possess good corrosion resistance in some media up to 4th stage of GOST 521250 [6].

Table 4 Wearing after homogenization and after aging

No in order	Nomenclature of melts	Chemical composition, %						Wearing	
		C	Si	Mn	Cr	N	Other	1150 °C	Aging 700 °C
1	110G13L	1.21	0.60	12.70	-	-		1153.7	2138.0
2	A170	0.80	0.75	27.02	7.20	0.884		523.7	1705.0
3	A165	0.60	0.83	13.80	3.90	0.463		976.7	1174.1
4	A90	0.78	1.09	12.77	4.48	0.477	V-0.7, Al-0.1, Mo-0.3	500.9	561.9
5	A166	1.16	1.04	16.60	5.80	0.449		395.0	532.4

Table 5 Wear resistance towards 110G13L of low and medium alloyed with Cr steels after aging at 700°C

No in order	Nomenclature of melts	Chemical composition, %						Wearing	
		C	Si	Mn	Cr	N	Other	μm^3	Improvement towards 110G13L
1	110G13L	1.21	0.60	12.70	-	-	-	2138.0	1.00
2	A170	0.80	0.75	27.02	7.20	0.884	-	1705.0	1.25
3	A165	0.60	0.83	13.80	3.90	0.463	-	1174.1	1.85
4	A104	1.45	1.54	21.00	5.84	0.680	V-0.8, Al-0.1, Mo-0.4	651.8	3.28
5	A105	0.33	0.74	20.00	6.20	0.839	V-0.8, Al-0.2	591.1	3.62
6	A90	0.78	1.09	12.77	4.48	0.477	V-0.7, Al-0.1, Mo-0.3	561.9	3.80
7	A166	1.16	1.04	16.60	5.80	0.449	V-0.5	532.4	4.02

Table 6 Wear resistance towards 110G13L of low and medium alloyed with Cr steels after aging at 700°C

No in order	Chemical composition, %					Aging 700°C		Deterioration towards 110G13L
	C	Si	Mn	Cr	N	Wearing μm^3	Hardness HB	
1	1.1 0	4.8 1	7.93	13.79	0.307	4800	39	2.24
2	0.3 4	1.0 1	6.50	16.60	0.896	7180	388	3.35
3	1.2 1	0.6 0	12.70	-	-	2138	340	1.00

Table 7
Wear resistance after impediment at -65°C

No in order	Nomenclature of melts	Chemical composition, %						Wearing	
		C	Si	Mn	Cr	N	Other	μm^3	Improvement towards
1	110G13L	1.21	0.60	12.70	-	-	-	948.6	1.00
2	A107	0.88	0.38	15.00	7.09	0.719	V-0.19 Al-0.15 Mo-0.45	372.0	2.55
3	A95	0.99	0.33	22.34	3.90	0.705	V-0.5, Mo-0.3	443.5	2.13
4	A104	1.45	1.54	21.00	5.84	0.680	V-0.8, Mo-0.4	559.0	1.70
5	A91	1.13	0.69	22.42	3.46	0.606	V-0.9, Al-0.3, Mo-0.4	588.3	1.69
6	A163	0.54	1.28	17.50	7.20	0.945	-	641.8	1.48

Conclusions

1. With the increase of C, N, $\Sigma\text{C+N}$, Mn concentration and $P_{\text{crystalization}}$, the wear resistance of austenite alloys containing 3,5-7,5% Cr improves. Alloys with $\gamma+\text{K}$ structure possess better wear resistance than γ . Best wear resistance cast irons.

2. With the increase of Cr concentration up to 12-14% in alloys containing 16-18% Mn, 0,7-0,8% C, wear resistance slightly improves. The weak Cr influence and pressure is explained usually by the N absorbed by them.

3. Low and medium Cr alloyed founded austenite alloys with $\Sigma\text{C+N}>0,8-1,2\%$ are 1,2% obtained. After homogenization and tempering they possess better wear resistance than the Hatfield steel C110Mn13: for steels of γ -area up to 1,5-2,5 (single cases-5) times, for cast iron-up to 4-6 times better wear resistance than Cr18Ni10.

4. The ratios of components for cast iron, in which after homogenization and tempering the optimum combination between structure, mechanic properties, wear resistance, certain corrosion resistance is obtained, protected by patents.

5. Aging (700°C) aggravates and cooling down at negative temperatures (-65°C) improves wear resistance of alloys of the γ -area. The low-alloyed with 2-8% Cr Dispersion strengthening steels have better wear resistance than medium and high-alloyed steels, aging with disconnected detachment.

6. Under homogenization and tempering are obtained foundry austenite steels containing up to 1,2-1,5% C, up to 0,7-1% N, $\Sigma\text{C+N}>0,8-1,2\%$, up to 5-8% Cr, up to 0,8% Si, 23-10% Mn with better wear resistance than C110Mn13: after aging at 700°C -up to 3,5-4 times higher, after cooling down (-65°C) -up to 2-2,5 times higher.

7. The studies reveal possibilities for obtaining a wide range of new wear resistant and highly strong austenite alloys, non-nickel, nickel containing and not containing N: steels and cast iron.

References: 1. Kolev B.V. Vazmojnosti za poluchavane, structuroobrazuvane i svoistva na niakoi learski splavi na jheliazovaglerodna osnova, leagirani s azot, Disertazia IM-BAS, Sofia, 1985.; 2. Dimov I., B.V. Kolev, Varcho niakoi tehnologichni vaprosi na usvoivaneto na azot v learski splavi ot sistemata Fe-Cr-Mn-C, Metaloznanie i tehnologia, N 13, Sofia, 1984.; 3. Kolev B., Izsledvania varcho niakoi osnovni mehanichni svoistva na liati azotosadarjasti splavi na Fe-C osnova, Amtech, VTU, „A. Kantchev”, Rousse, 1993.; 4. Kolev B.V., M. Iieva, R. Kovachev. Vlianie na C i Cr varho kolithestvoto i tipa na karbidnata fasa v ljiati austenitni splavi ot sistemata Fe-Cr-Mn-C. Nautchni trudove

VTU "A.Kanchev" tom XXXV, seria 2, Rousse, 1994.; 5. Kolev B., Varho nia-koi problemi na termicheskata obrabotka na liati austenitni splavi ot sistemata Fe-Cr-Mn-C-N, Amteh-94, VTY "A.Kanchev", Rousse, 1994.; 6. Dimov I., L\ Kalev, B.V. Kolev, Fe-C splav, patent RB N31141; 7. Kolev B.V., S.Georgieva, Structurni promeni v liati austenitni stomany sled thermoobrabotka, NTKonferentcia, Dokladi, Gabrovo, 1994.; 8. Kolev B.V. Izsledvane varho niakoi mehanitchni pokazateli na liati splavi ot sistemata Fe-Cr-Mn-C-N sled termoo-brabotka, NTKonferentzia, Docladi Gabrovo, 1994.

IMPROVING THE ART OF DECISION MAKING

Jean-Marie Gogue

(President of the French Deming Association, Versailles, France)

Most of the decisions made in business don't justify a formal decision analysis because, considered alone, they don't have a big financial impact. In such a case intuition plays a strong role. Now, many small decisions put together also have a big impact. Therefore a method for improving intuition would have a big impact on a manager's performance as well as on his firm's output. This paper demonstrates that practising control charts meets the goal. First we explain that the cause of many errors is the incapacity to detect a stable state, next we show how practising control charts helps to remove the cause by intuition. We give three typical examples of errors and the way to avoid them.

Introduction

In any company there are great decisions, mainly regarding the overall direction the company is to take and how it intends to achieve its aim. These decisions, that have a big financial impact, may well justify careful and formal decision analysis, with all the expense and management time required. But there are also many other decisions, of lesser importance, which taken alone are not so significant but taken together can be very important. The result of an accumulation of small decisions in business is so great that sometimes a successful manager's career can be explained by his cleverness in decision making. For example, these may well be the decisions which determine how well the "grand decision" is carried out. More generally, the life of a company is influenced by a multitude of small decisions that people make according to the circumstances, often without a good consistency.

For these many decisions, intuition plays a strong role. It's generally admitted that the most simple choices, for example deciding either to take the train or to drive downtown for some shopping, are just a question of common sense. We don't know very well the mind process that leads to these decisions; we would like it to be rational but we must admit it is not true. The process is partly beyond analysis, because of intuition. The fact is that intuition is shared unequally, and science tends to distinguish here, like in all questions related to human mind, innate and acquired

factors. The question arises, is there a way to improve the intuitive "decision making" of managers? Is it possible to compensate for the intuition weakness?

The question arises also for the "grand decision". A manager who wants to optimise some important decisions can appeal to decision analysis methods; but is it possible to find a completely rational decision? No of course! For instance it's well known that statistics can be distorted in order to support government decisions, taken for some political reasons, with so-called objective considerations. Generally speaking, many cases are known in which chief executives deliberately dismissed the conclusions of experts according to a rational study so as to make an important decision according to their own intuition.

Much work has still to be done to understand the mind process that leads to make a decision in practice, because rational and irrational factors are linked inside. It will be demonstrate here that there is a way to improve the global process by improving the manager's intuition. First, let's define what is a "right" decision.

What is a "right" decision?

We will adopt the only point of view of the person who makes the decision. Since a decision is always preceded by a goal, either stated explicitly or not, our definition is that a right decision is one which helps the decision maker to reach his goal. It is common to say that people never unveil their goals completely, for many reasons: either someone is not clearly aware of his goals; or one is so much used to lying to others that he finally lies to himself; or one has several conflicting goals and therefore his mind is irresolute; or simply one has learned that an excess of honesty could give him troubles. We must emphasise that the present definition takes into account the real goal of the decision maker, not the goal that other people would expect. Therefore the decision maker is the only judge of the value of his decisions, and he cannot be certain that a decision was "right" as long as he did not see the consequences. However, the decision rules presented in this paper can sometimes provide him evidence a priori that a decision is "wrong".

We must temper this definition by the fact that, for important decisions, the decision maker often takes advice of people that he trusts and that he tells his goals more frankly. In this case, he can estimate the effects of his decisions later by taking advice of these people again.

Sketch of a decision process

According to the usual theory, the decision analysis includes three steps. The first one is an inventory of the actions that can be done in order to get the required results and, on the other hand, of the resulting events. The second phase is a representation of the considered actions and events on a decision tree. An event leads to a decision node (i.e. under control of the decision maker) and

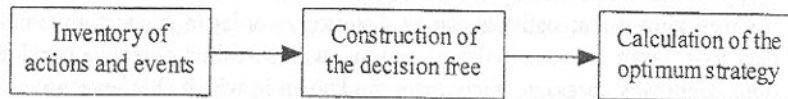


Fig. 1. Rational decision process

an action leads to a chance node. A chance event is represented by a path coming from a chance node. Probability and stakes must be allotted to the decision tree and the big problem of the decision analyst is to appraise them. The third phase consists in making a strategy that maximises the expected utility of each decision (i.e. the sum of the products stake $\times$ probability). The expected utility is often compared with the amount of money that a well-advised person would accept to pay for a lottery ticket. Therefore decision-making would be similar to the problem of the rational choice of a lottery ticket (fig. 1).

But life is not a mind game and this process is seldom followed, even in organisations where decision analysis is systematically applied. After half a century of living together, statisticians and decision makers have not yet the same kind of reasoning and cannot cooperate efficiently.

The first obstacle to adopting a rational process in practice is the scepticism of decision makers about calculated probabilities. In scientific terms, the announcement of a probable event is a prediction to which a probability must be linked. Now, the universal statistician's rule is to take the frequency of the past events as the probability of the future events. For example when statisticians say that the probability of an accident is 0.05 per year, it's because an average frequency of 0.05 per year has been observed. But the rule is valid only when the observed frequency is stable, under control, according to the Shewhart's operational definition. Since this condition is not always met, the decision makers are well-advised to be careful. "Would a pedestrian ford a river in an unknown

place when he has just heard that the average depth was two feet?" asked an humorist.

Another obstacle is the dreadful spectacle given to the decision makers of the business world by the experts quarrels about some economic predictions, for instance prediction of economic growth, where people are trying desperately to prove that they are right with questionable reasoning.

Then we will try to find an empirical model, closer to the actual decision processes, where intuition must intervene. People often say that intuition is an innate talent that some people have more than others, like good sight or sharp hearing. It's not true because intuition, as modern philosophers describe it, is a way of thinking stemming from reason, that generally improves with experience and that somebody can also improve by appropriate exercises. We could say that intuition is half-way between animal instinct and rational induction. We suggest a five phase model.

The process is triggered by some critical events, that can be either personal observations or a piece of information from outside. According to the circumstances, the decision maker will see these events either as a problem or an opportunity related with his goals. In the first phase, he mentally compares the new circumstances with some situations he had met in the past, trying to take advantage of his experience. This thought gives him the idea of some possible actions. In the second phase, he makes the inventory of these actions and starts thinking about the required time, the required means and the possible effects. In the third phase, he selects a couple of options after considering the obstacles and the chances of success. In the fourth phase, he imagines a scenario and makes a plan for each option, according to his experience again. Finally, in the fifth phase, he takes his decision, "letting himself be guided by instinct", as people use to say (fig. 2).

This is not an ideal process, but it is realistic. Looking at this sketch is im-

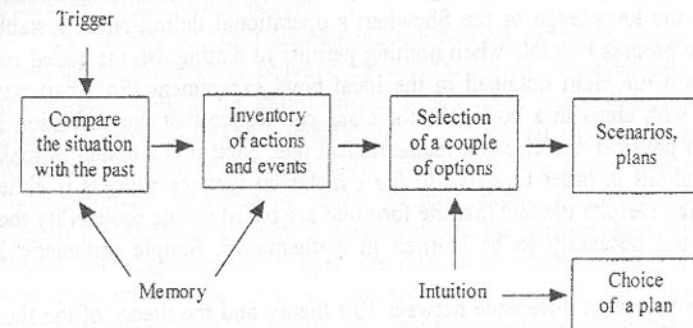


Fig. 2. Sketch of an actual decision process

portant because the decision maker can improve his own decision process only if he has a clear understanding of his own way of thinking. Now we can present here a method that enabled thousands of people to improve their intuition, not making it rational, but just reasonable. This method is the sharp vision of variations in all circumstances. To begin with, we must understand that there is no such thing as a rational prediction without stability.

Can you believe in a rational prediction ?

Let's make an experiment. We take 210 Ping-Pong balls and write a number on each one. We write ten times the numbers -10, -9, -8, ... 0, +1, +2, ... +10. We put all the balls in a large cylindrical can. After carefully mixing them, we request somebody to draw successively five balls, being blindfolded, and to put them down, in the same order, on the table. The result of this experiment, of course, is a pure random series. Therefore any comment about variation between the numbers written on two adjoining balls would be nonsense. On the other hand we know empirically that the average of the five numbers is rarely far from zero and that the average of the averages after several experiments will tend towards zero; this fact leads to a rational prediction.

Now let's imagine that a demon would come and disturb the experiments by removing for a short period of time the positive balls from the operator's hand, and some time later the negative balls. The mythical Maxwell's demon, the thermodynamics troublemaker, can do it. Any rational prediction becomes impossible. Fortunately when we look at the run chart representing several experiments, we immediately understand that they have been disturbed. By definition we say that in the first case the run chart expresses a stable state and in the second case a state of chaos.

The first step towards having a sharp vision of variations in all circumstances is the knowledge of the Shewhart's operational definition of a stable process : a process is stable when nothing permits to distinguish the actual run chart from a run chart obtained in the ideal bowl experiment (Shewhart performed it with chips in a bowl). Statisticians can notice that the definition is based on a physical model, not a mathematical one. Next it is a matter of making calculations in order to arrive to the conclusion that the process is either stable or not. Despite the fact that the formulas are based on the probability theory, it is not necessary to be learned in mathematics. Simple arithmetic is enough.

There is much difference between this theory and the theory of the time series that some statisticians like so much. The latter starts from the point of

view that any experimental time series contains something useful for making rational predictions. These statisticians claim that any time series allows to predict that the average will be either constant, or on a trend, or submitted to cycles. In their mind perhaps the time series plays the same part as the chicken's guts under the eyes of an African sorcerer.

On the contrary, the Shewhart's theory starts from the point of view that any experimental time series must express either a stable state or a state of chaos, without any other alternative, and that only a stable state allows to make rational predictions.

Two classes of events and decisions

When the decision maker wants to solve a problem or improve a performance, he can stress either the system as a whole or a particular point. On the one hand if the time series reveals that the process is stable, the rule is that the variations cannot be explained by a particular event : either you must change the system or you must do nothing. On the other hand if the process is not stable i.e. in a state of chaos, the rule is that you must concentrate your strength for finding the particular event that you have detected with the study of a time series. If the cause is harmful, you must attempt to eliminate it or at least neutralise it. If it is helpful, you must attempt to use it for improving performance. By definition, the particular events which you must bring to light before any decision are the special causes of variation. On the contrary the random events, which you must not even try to identify, because they belong to the system, are the common causes of variation.

In business it's important to distinguish these two classes of events. The people who make their best efforts to reduce the failure rate and increase the success rate suffer great disappointments when they don't know the rules because the contrary often occurs.

By the way we must also distinguish two classes of decisions. In a stable state, the efforts must be oriented towards the system understanding and, possibly, system changes for improvement. In a state of chaos, the efforts must be promptly oriented towards understanding the special causes of variation and removing (at least neutralising) them. It's very clear that a stable state is always preferable to a state of chaos because rational predictions can be done then. If the decisions take the wrong direction, the performances will just deteriorate. The bigger are the efforts, the faster is the deterioration. When a decision does not suit the situation, you are immediately able to know that it's wrong, before you get the results. This issue is summarised on table 1.

Status	Diagnosis	Decision	
		Stress a particular component, suspected of being the cause of the trouble	Either plan a system change, or keep the same situation
System under control (stable)	Common causes of variation	Error type 1 performances will deteriorate	O.k.
System out of control (unstable)	Special causes of variation	O.k.	Error type 2 The problem will remain

Table 1. Decision errors

The risk can be reduced by making the distinction between two classes of events and decisions.

A simple way to reduce the rate of error

The charts used to make a judgement about the system's stability are called "control charts". Finally the decision rules just consist in following the messages given by these charts. As long as they don't deliver particular signals, you must consider that the system is in a stable state. The description of the instability signals can be found in books, namely the Dr Wheeler's Understanding Statistical Process Control. Finally, these charts can be used by any manager in order to reduce his own rate of error, therefore to improve his performances. To the question we asked in introduction: is there a way to improve the intuitive "decision making" of managers? the answer is: yes, with control charts.

Table 1 shows two types of errors. The first one is to look for a special cause of variation, a particular event, when the control chart emits no signal, i.e. the system is in a stable state. The second one is to do nothing or to decide to change the system when control chart emits a signal, i.e. when the system is in a state of chaos. It is easy to understand that if the decision maker considers that the system is always stable he will never commit the error of type 1 and that if he considers that the system is always unstable he will never commit the error of type 2. These two opposite behaviours would be nonsense because the rate of error would be tremendous. Nevertheless using control charts cannot reduce this

rate completely. It may happen that a control chart does not reveal a special cause that does exist; on the contrary, a control chart can make you look for a special cause of variation that does not exist. It's impossible to calculate the probability that false signals appear and that true signals don't. The world-wide experience of control charts, involving thousands of people for fifty years, gives the assurance that the risk is very low. It's the reason why the control charts are so helpful for decision making; they optimise the decision process.

How Control Charts improve your intuition

In everyday life we are faced with figures: prices in stores, taxes, children's ratings at school, sport results. In the job also: orders, production costs, yields, defect rates, salaries, etc. Variations of numbers is a constant issue. If we are reasoning just by intuition, we tend either to overestimate them or to neglect them, according to preconceived opinions. On the contrary the control charts users have a better vision of many problems and their decisions are more effective.

In practice, people cannot draw control charts before any decision because the required numerical data are not all available at the right time and anyway they would miss time to do it. There is no harm because control charts have an indirect effect on decision making. The testimony of many decision makers reveals that a constant use of control charts improves their intuition. As I mentioned above, intuition naturally improves with experience. The exercise of drawing control charts and making some calculations in order to know if a process is stable, either in private life or in their job, leads people to consider good news, bad news, data, ratings, etc. in another way, as though they had new glasses. If it's done regularly, the exercise changes the relative importance people attach to events, therefore it changes the organisation of their memory. It also removes from the people's mind a lot of preconceived ideas.

A big mistake about performance

A decision maker should be also concerned by the problem of individual performances because many decisions are based on a prior judgement on performances. When this type of judgement is made (e.g., Mike is a high performance salesman), management tend to consider it as a fact, but it's a mistake. The variation theory provides better solutions than the usual method of rating and ranking to the problem of individual performances.

If a system is stable, the variations are produced by the system, not by the people. This statement which could be called the Central Deming Theorem is

illustrated by the famous "red beads experiment" (probably performed about one million times in the world since the Deming did it in an American 4 day seminar in 1980). Obviously, it's a fact that when several employees do the same job in a company, performances appear under the form of numerical results (e.g., outputs). This theorem means that when (and only when) a system of performance is stable, the management of the company must consider that attaching a performance to an employee because the performance appeared "in his hands" is nonsense. The performances are randomly distributed among people.

Finally, the concept of stability, according to Shewhart, has conducted us to consider two classes of events, two classes of decisions and two types of errors. This illustrated by three examples of the most typical errors in management.

First example : an error that costs money

In the famous book "Out of the Crisis", Deming gives a vivid example of a decision error in an American business establishment. One day the president received from the insurance company a letter saying that unless there was a drastic reduction in the frequency of fires in the company's premises, the insurance company would cancel the insurance. Ill at ease, he sent a letter to every one of the 8,500 employees of the company to plead with them to set fewer fires. Therefore he considered the problem as if the employees were able to solve it.

Deming examined the files and made a control chart. He concluded that the system was stable with an average of 1.2 fires per month. The upper control limit (a calculated threshold) was five fires per month. There was no dot going above this limit (fig. 3).

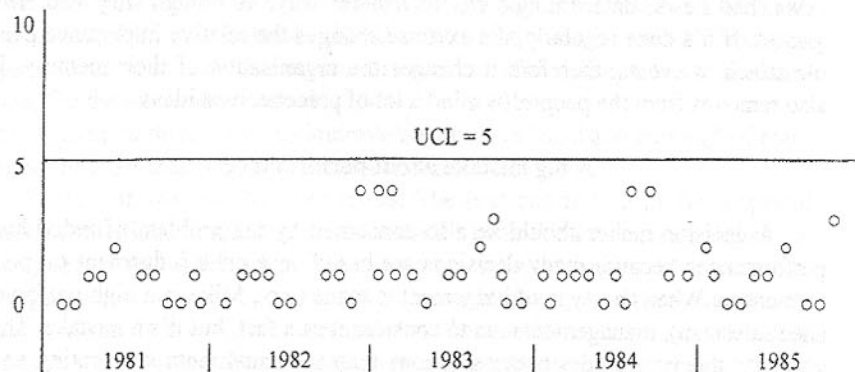


Fig. 3. Plot of the number of fires per month in a business establishment

"Had someone in the insurance company observed that the system of fires is stable, Deming said, they would have a good basis for the rate to set to make a little profit and please the customer".

From the establishment's point of view, it's possible to reduce the number of fires provided that management people study the system and find a global solution. This attitude is completely different from considering every fire as a special event. As long as management people will not recognise that fires are produced by the system only, the improvement process will be blocked. One must extinguish every fire of course but the goal is a reduction in the frequency of fires. They can do it by considering any fire as the output of a stable system, not as the result of a special cause.

Second example: an error that demoralises people

This example was observed in a Swiss bank. The steering committee was talking about loans. Somebody gave figures relating to the loan capital, the credit conditions and some problems encountered. In particular some requests could not be met because the files were not complete at the right time, so the bank risked losing important customers. This happened in May and the defect rate had been increasing since January. The general manager felt irritated at these figures (Fig. 4a) and demanded them to make a survey followed by sanctions.

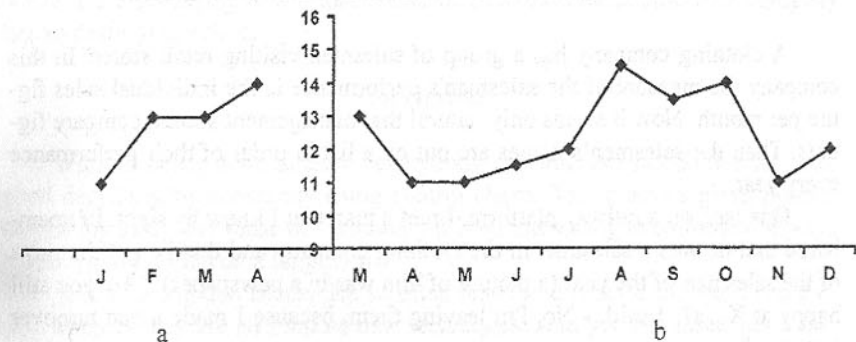


Fig. 4. Control chart in a bank: a – January through April, 1994; b – March through December, 1993

Nobody was surprised by the attitude of the boss: it was so obvious that people must do something in this case! The quality manual said that the company must be reactive and that the only objective must be "zero defect".

But if we look at the figures of the previous year (fig. 4b), we see that the average rate of incomplete files was 12,3%. The most distant dots are 11% and 14%. The general manager felt irritated because the results were going from 11% in January to 14% in April. Now we see that the same increase appeared from May to August last year. If these people did not improve the situation last year, how could they improve it this year without changing their approach?

Finally, the variation theory increases the ability of the steering committee to make efficient decisions. The present control chart says that the situation is stable; therefore the variations about the average cannot be explained with a special cause. Like in the lottery experiment, we just see random variations and the rule is to do nothing. But if the dots go beyond the control limit, the control chart says that there is a special cause and the steering committee has to do something immediately. The control limit is a decision threshold; the calculated value is 15,7%. If the committee does something when the dots are under the control limit, this may be a costly mistake. In a steering committee meeting, the results should be presented on control charts, with average and threshold, in order to reduce the decision mistakes. It should be also noticed that the steering committee can do something at any time with the intention of decreasing the average, but there's no reason to do it when the result is 14% rather than 11%. They will do it in the framework of an improvement programme that requires a careful study about organisation, methods, customers, etc.

Third example: an error that disorganises management

A clothing company has a group of salesmen visiting retail stores. In this company the measure of the salesman's performance is the individual sales figure per month. Now it seems only natural that management should compare figures. Then the salesmen's names are put on a list in order of their performance every year.

One day, on a railway platform, I met a man that I knew by sight. I remembered that he was a salesman in the clothing company and that he got the prize of the salesman of the year (a picture of him was in a newspaper). "Are you still happy at X...s?" I said. - No, I'm leaving them, because I made a bad turnover last year."

The variation theory says that when numbers are produced by a stable system, each number is put on the distribution at random. In other terms, the performance of a man which is on one side of the average one day can be found on the other side some days later, though the behaviour of the man is exactly the same (Fig. 5). Therefore it is irrelevant to judge individual performances when the system is not in a stable state. In this case, nobody is accountable for a per-

formance because the variations are entirely due to the system. You can judge individual performances only when the system is in a state of chaos. Though I could not verify in their files that the sales of the company were under control, I think that the prize of the salesman of the year was an illusion and that the fact that a salesman was dismissed because of a bad turnover was a mistake.

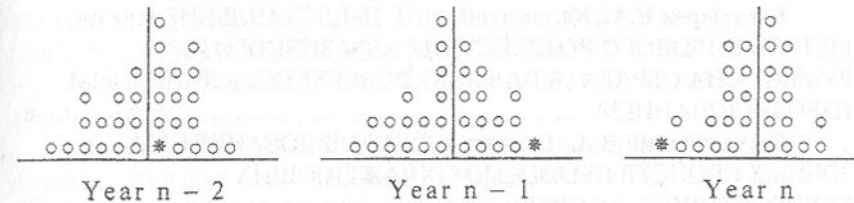


Fig. 5. Random variations of performances in a team of 31 people when the system is stable (star: same man)

One can hardly imagine how stressing on the individual performance is prejudicial to the company. Whereas this system aims at improving total performance, in fact it always leads to decline. Concerning psychology, this system fosters suspicion, untruthfulness and rivalry between colleagues. Concerning technique, the average performance remains the same while the scattering of performance increase; now it's well known that scattering is a big source of waste. It's a great pity to see that attempting to motivate people in a company has so destroying effects.

Conclusion

Without being good at math, everybody can improve his ability to make good decisions, by constantly using control charts. This practice gives people, as Deming said, "the sense of variation". It is an interesting exercise that always leads to good results on a long term.

It is amazing that academics so often tends to disregard the variation theory, whereas they are so fond of new techniques. And yet this issue has a tremendous impact on economics because it's the art of using data from the past in order to optimise the decisions for the future. This lack of interest perhaps comes from the fact that the variation theory involves a new philosophy before offering a desperately simple technique, whereas university education is interested very much in complicated techniques and very few in philosophy. But whatever academics are preaching, a manager can find a great benefit in experimenting control charts for his personal use.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Байков А.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ОРИЕНТИРОВАННО РАСПОЛОЖЕННЫХ ЗЕРЕН НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛАСТИЧНОГО ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА.....	3
Богатырев В.А., Калафатова Л.П. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ АБРАЗИВНОГО ИНСТРУМЕНТА НА ОБРАБАТЫВАЕМУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ЛИНЕЙНЫМ ПРЕОБРАЗОВАНИЕМ.....	8
Богуславский В.А., Галкин А.С. ИССЛЕДОВАНИЕ СМАЗОЧНЫХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕД.....	13
Божко С.В., Зенкин А.С. ПРИБЛИЖЕННАЯ ВЕРОЯТНОСТНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АНАЛИЗА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СБОРОЧНОГО АВТОМАТА С НАКОПИТЕЛЯМИ СОБИРАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	18
Бутенко В.И., Пушкарный А.В., Шульгинов В.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СВЯЗИ МЕЖДУ СТЕПЕНЬЮ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ МАТЕРИАЛА И СКОРОСТЬЮ ЕЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ.....	25
Гладчук Е.А. ГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ МНОГОМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ.....	31
Гладчук Е.А. ОРГРАФ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ НА ПРИМЕРЕ МНОГОМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОКАТНОГО СТАНА.....	35
Голубов Н.В., Бойко Е.Н., Редькин А.В. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВЫЕМОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ ФРОНТАЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ.....	41
Горобец С.В. ФОРМУВАННЯ КЛАСТЕРУ УЛОВЛЕНИХ ФЕРОМАГНІТНОЮ НАСАДКОЮ ПАРАМАГНІТНИХ ДОМІШОК У МАГНІТНОМУ ПОЛІ.....	47
Гусев В.В., Молчанов А.Д. ВЛИЯНИЕ ПОРИСТОСТИ ОКСИДНОЙ КЕРАМИКИ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПАРЫ ТРЕНИЯ «КЕРАМИКА – СТАЛЬ».....	50
Евстратов В.А., Матвиенко А.В., Михайлов А.Н., Кудрявцев А.А. АНАЛИЗ СИЛОВОГО РЕЖИМА ВЫДАВЛИВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ	

РЕЗЬБЫ НА ТОНКОСТЕННОМ ИЗДЕЛИИ.....	56
Жидков В.В., Муравья Е.С., Красновский И.Н., Макарова Т.Ю. Железный В.П., Лысенко О.В. НОВЫЕ КРИТЕРИИ ЭКОЛОГО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ.....	61
Зенкин Н.А., Федин С.С., Тамими Хайдар Мусбах МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ НА СТАДИЯХ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ И ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТОК.....	68
Ивченко Т.Г. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УРОВНЯ ГАММА-ПРОЦЕНТНОГО ПЕРИОДА СТОЙКОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА.....	76
Ищенко А.Л., Ушкац Д.Э. УНИВЕРСАЛЬНАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СБОРОЧНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ.....	81
Калински В., Войнаровски Ю. ОЦЕНКА ФАЗ РАБОТЫ МОСТОВЫХ КРАНОВ.....	86
Коваленко В.И., Сахби Сантур МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПРИ РАЗРАБОТКЕ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ.....	91
Кривобоков В.А. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ТЕРМОФРИКЦИОННОГО РЕЗАНИЯ И СТОЙКОСТЬ РЕЖУЩЕГО ДИСКА.....	95
Малышко И.А., Сурженко А.Н. АЛГОРИТМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СБОРНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ЗЕНКЕРОВ.....	100
Маслюков В.А. ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИГЛОФРЕЗЕРОВАНИЯ ПРИ РЕМОНТНО-ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТАХ.....	106
Матюха П.Г. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФОРМИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МЕЖЭЛЕКТРОДНОГО ПРОМЕЖУТКА ПРИ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУТА.....	111
Матюха П.Г., Полтавец В.В., Гринев А.А. ВКЛАД ПРОЦЕССОВ ЗАСАЛИВАНИЯ МЕЖЗЕРЕННОГО ПРОСТРАНСТВА И ИЗНАШИВАНИЯ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН В УХУДШЕНИЕ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КРУТА ПРИ ШЛИФОВАНИИ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ.....	117
Михайлов А.Н., Ландик В.И., Матвиенко А.В., Белоконь О.М. ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИ ИНВАРИАНТНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	122
Недосекин В.Б., Деркач А.В., Лукичев А.В. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УСТРОЙСТВА	

УРАВНОВЕЩИВАНИЯ ВАЛКОВ ТЛС 3000.....	128
Нечепанев В.Г. СИНТЕЗ АДАПТИРУЕМЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.....	133
Новикова О.Н., Горобец И.А., Сергиенко Д.К. ОПТИМИЗАЦИЯ ЛИНИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСНО-РЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ МНОГОПАРНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ.....	139
Пасынков Р.Е., Молчанов В.Б., Азуз Т., Шепель Т.В. НОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ БУРОШНЕКОВОГО СТАВА.....	146
Польченко В.В., Москин С.С. ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ИЗНОС ЗУБЧАТЫХ МУФТ.....	155
Фарадж Али АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛИ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕМ ОБОРУДОВАНИИ.....	165
Фарадж Али КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ДИНАМИКА ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА 1К62Д.....	173
Финатов Д.Н. ИЗГОТОВЛЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ БАНДАЖЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ.....	187
Ченцов Н.А., Ручко В.Н., Сулейманов С.Л. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДАННЫХ ДИАГНОСТИКИ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ СРОКА ОТКАЗА ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	191
Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л., Ручко В.И. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ РОСТА ДЛЯ АППРОКСИМАЦИИ ФУНКЦИИ СКОРОСТИ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	198
Шаповал О.М. ОДЕРЖАННЯ ТА ВЛАСТИВОСТІ ЦИРКОНІВНИХ КОМПОЗИТИВ - АКТИВНОГО МАТЕРІАЛУ ЕЛЕКТРОДІВ ПЛАЗМОВОГО РІЗАННЯ.....	203
Шаповал А.Н., Ковалев Н.С., Шаповал А.А. РАЗРАБОТКА НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ВОЛЬФРАМОВЫХ КАТОДОВ ЭЛЕКТРОННО-ЛУЧЕВЫХ УСТАНОВОК.....	207
Щербина С.В. ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА.....	211
Bogomil Velicov Kolev WEAR RESISTANCE OF FOUNDED AUSTENITE ALLOYS OF THE Fe-Cr-Mn-C-N SYSTEM	215
Jean-Marie Gogue IMPROVING THE ART OF DECISION MAKING.....	224

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов
Донецкого государственного технического университета
«Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Языки представления рукописей - украинский, русский и английский.

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
 2. Механизация и автоматизация производственных процессов.
 3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
 4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
 5. Метрология, сертификация, управление качеством, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
 6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.
 7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
 8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.
- В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в сборнике необходимо выслать до 30 января 1999 года в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;

- рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);
- акт экспертизы (один экземпляр);
- дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210×297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6.0) шрифтом Times New Roman размером 14, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления: название печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через 1,5 интервала строчными буквами - фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом - сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала - материалы статьи (язык изложения - по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления рукописей и формул.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять размерами не менее 60×60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства.
4. Формулы и математические знаки должны быть понятны, показатели степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с образцом оформления формул. Формулы нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля) только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.
5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт.
6. Список литературы должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.