

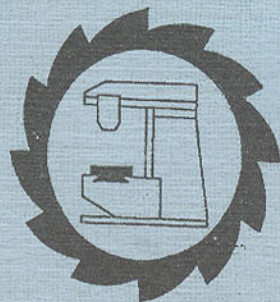


**ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 8



ДОНЕЦК – 1999

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов.**

ВЫПУСК 8

ДОНЕЦК – 1999

ББК К5я54
УДК 621.01(06)

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1999, Вып.8. – 322 с. ISBN 966-95622-1-X

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 стран ближнего и дальнего зарубежья.

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Калафатова Л.П. (секретарь, Украина), Бутенко В.И. (Россия), Войнаровский Ю. (Польша), Гейер Г.В. (Украина), Гусев В.В. (Украина), Данек Я. (Чехия), Зарубицкий Е.У. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Навка И.П. (Украина), Новоселов Ю.К. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Селуш В.Я. (Украина), Сопилкин Г.В. (Россия), Струтинский В.Б. (Украина), Суслев А.Г. (Россия), Тернюк Н.Э. (Украина), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 340000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (0622) 93-60-02, факс: (0622) 92-12-78
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://www.dgtu.donetsk.ua

ISBN 966-95622-1-X

© Донецкий государственный
технический университет, 1999 г.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ СЛУЧАЙНОГО МИКРОПРОФИЛЯ ДОРОГИ

Александров Е.Е., Воронцов С.Н., Карпенко В.А.
(ХГПУ, г. Харьков, Украина)

The mathematical modeling on the computer of a casual microstructure of a road is considered. The solution of the differential equations is obtained and the schedule of casual process representing effect of a microstructure of a road on sprockets of the automobile for various road covers is constructed.

В реальных дорожных условиях расположение неровностей имеет случайный характер. Движущийся с определенной скоростью автомобиль по неровной дороге можно рассматривать как механическую динамическую систему, на которую действуют случайные возмущения. При этом случайные колебательные процессы автомобиля можно рассматривать как стационарные, протекающий по времени относительно однородно и имеющие вид непрерывных случайных колебаний около некоторого среднего значения.

Корреляционная функция неровностей дороги может быть описана следующей аппроксимирующей зависимостью [1]

$$R(\tau) = D e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta V \tau, \quad (1)$$

где D - дисперсия высот неровностей дороги; V - скорость движения автомобиля; α, β - коэффициенты корреляции. Численные значения коэффициентов корреляции для различных дорожных покрытий приведены в таблице 1.

Таблица 1

Вид дороги	Асфальтобетон	Мостовая	Грунтовая
α	0.22	0.32	0.47
β	0.44	0.64	0.94

Связь между спектральной плотностью случайного процесса и его корреляционной функцией определяется преобразованием Фурье [2]

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{j\omega\tau} d\tau. \quad (2)$$

Подставляя (1) в (2) получаем

$$S(\omega) = D \left\{ \frac{2\alpha V (\alpha^2 V^2 + \beta^2 V^2 + \omega^2)}{\omega^4 + 2\omega^2 V^2 (\alpha^2 - \beta^2) + V^4 (\alpha^2 + \beta^2)} \right\}. \quad (3)$$

На рис.1 приведены кривые корреляционных функций для различных грунтов и различных скоростей движения автомобиля.

Анализ кривых спектральных плотностей позволяет сделать вывод, что все они имеют явно выраженный минимум, причем значение резонансной частоты тем выше, чем выше скорость движения автомобиля.

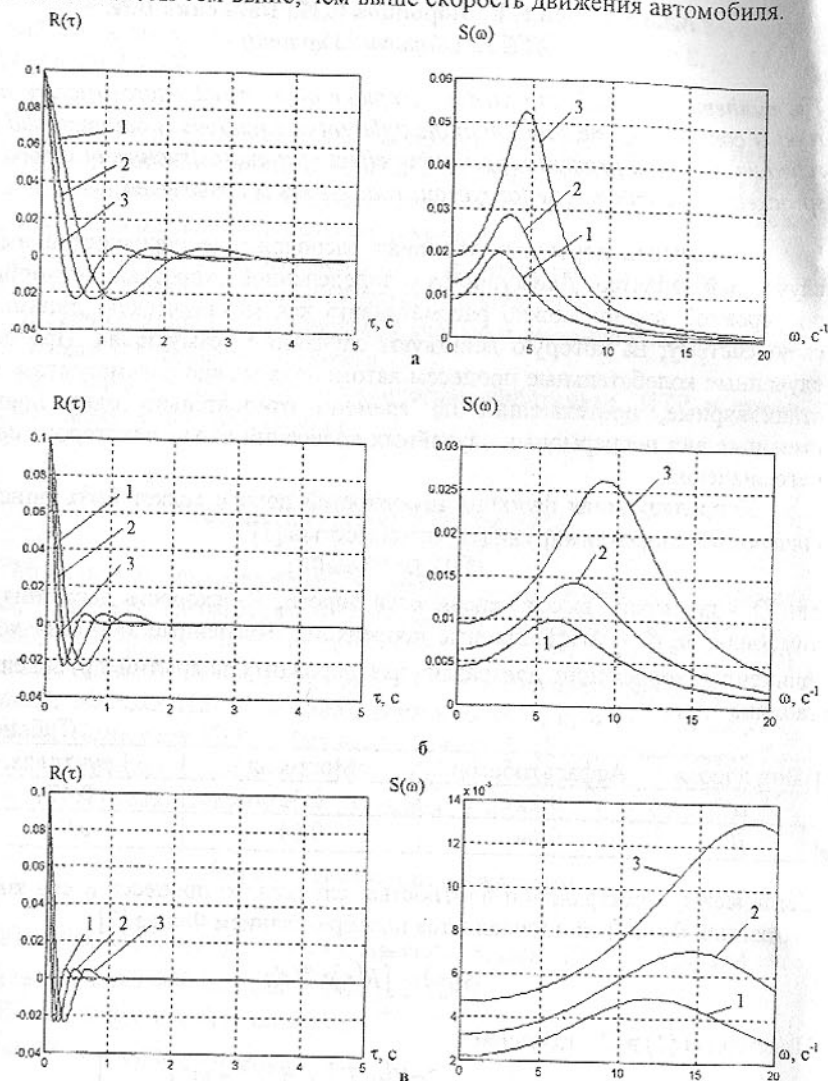


Рис. 1. Корреляционные функции и спектральные плотности дороги.

1 - асфальтобетон; 2 - мостовая; 3 - грунтовая;

а - $V=5$ м/с; б - $V=10$ м/с; в - $V=20$ м/с;

Известно [2], что спектральные плотности входного $x(t)$ и выходно-

го $y(t)$ сигналов динамического звена связаны между собой соотношением

$$S_y(\omega) = R^2(\omega) S_x(\omega), \quad (4)$$

где $R(\omega)$ - амплитудно-частотная характеристика динамического звена. Предположим, что входной сигнал представляет собой белый шум $x(t) = \xi(t)$, спектральная плотность которого постоянна

$$S_\xi(\omega) = S_\xi(0) = Q_\xi, \quad (5)$$

где Q_ξ - интенсивность белого шума $\xi(t)$. Предположим также, что спектральная плотность выходного сигнала имеет вид (3). Тогда можно сделать вывод о том, что динамическое звено с амплитудно-частотной характеристикой $R(\omega)$ является колебательным с передаточной функцией

$$W(S) = \frac{K}{T_1^2 S^2 + T_2 S + 1}, \quad (6)$$

где T_1 и T_2 - постоянные времени звена.

Подавая на вход динамического звена (5) белый шум $\xi(t)$, на выходе звена будем иметь случайный процесс $y(t)$ со спектральной плотностью (3).

Подставим в (5) $S = j\omega$. В результате получаем

$$R^2(\omega) = \frac{K^2}{(1 - \omega^2 T_1^2)^2 + \omega^2 T_2^2}. \quad (7)$$

Подставим формулы (5) и (7) в соотношение (4)

$$S_y(\omega) = \frac{K^2 Q_\xi}{(1 - \omega^2 T_1^2)^2 + \omega^2 T_2^2}. \quad (8)$$

Полагая в (8) $\omega = 0$, получаем $S_y(0) = K^2 Q_\xi$.

Тогда с учетом формулы (5), можно записать $K = 1$. Постоянные времени T_1 и T_2 динамического звена (6) определяются из соотношений

$$1 - \omega_p^2 T_1^2 = 0; \quad S_y(\omega_p) = \frac{Q_\xi}{\omega_p^2 T_2^2},$$

в которых через ω_p обозначено значение частоты, соответствующее резонансному пику амплитудно-частотной характеристики $R(\omega)$.

Из соотношения (6) можно записать дифференциальное уравнение динамического звена

$$T_1^2 \ddot{y}(t) + T_2 \dot{y}(t) + y(t) = \xi(t). \quad (9)$$

Формируя с помощью генератора случайных чисел ЭВМ белый шум $\xi(t)$ и решая дифференциальное уравнение (9) при начальных условиях $y(0) = \dot{y}(0) = 0$, получаем случайный процесс $y(t)$, представляющий собой

воздействие микропрофиля дороги на колеса автомобиля (рис.2).

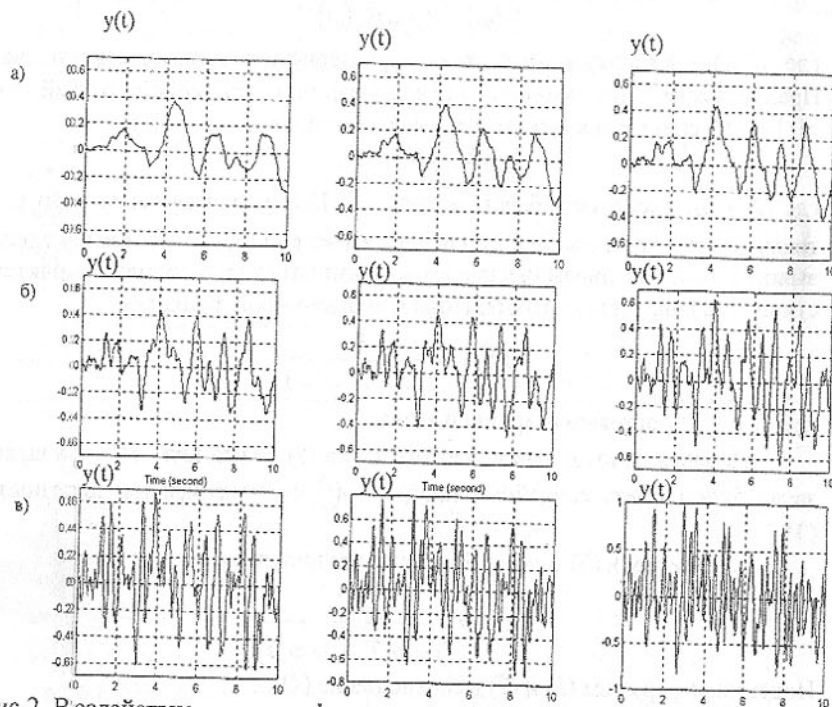


Рис.2. Воздействие микропрофиля дороги на колеса автомобиля:

1 — асфальтобетон; 2 — мостовая; 3 — грунтовая;
а — $V=5$ м/с; б — $V=10$ м/с; в — $V=20$ м/с;

Список литературы: 1. Говорушенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. Часть 1. — Харьков, 1998. — 255с. 2. Александров Е.Е., Богасенко И.Н., Кузнецов Б.И. Многоканальные системы оптимального управления. — К: Техника, 1995. — 288с.

ПРОБЛЕМЫ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Александров Е.Е., Самородов В.Б. (ХГПУ, г. Харьков, Украина)

The problems of many criteria of optimisation of design data for vehicle transmissions are offered: The stochastic criteria under the dynamic factor W_D and on efficiency W_η are entered.

Одним из примеров сложных технических систем являются ступенчатые механические (СМТ) и бесступенчатые гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ), работающие в транспортных и сельскохозяйственных машинах, в горных машинах, в судостроении и авиации, на машинах специального назначения и т.д.

С точки зрения инструментария методов оптимизации формализованные требования к конструктивным параметрам трансмиссий часто сводятся к построению интегральных квадратичных функционалов качества [1-5] и определению их экстремумов. Так в работах [3-5] введены и обоснованы независимые критерии по тяговой динамике и интегральному КПД с учетом стохастического распределения эксплуатационных скоростей движения транспортного средства (ТС). В самом деле, для одних видов ТС приоритетным (а подчас жизненно важным) является вопрос маневренности на основе высокой тяговой динамики при достаточно высоком КПД трансмиссии. Для других ТС типа тракторов, комбайнов, дорожно-строительных машин особенно важен наивысший возможный КПД в узком диапазоне режимов нагружения и рабочих параметров двигателя и трансмиссии при выполнении весьма стабильного технологического процесса.

Важнейшим критерием оптимальности является критерий наилучшей топливной экономичности [1, 2], достижение которой невозможно без современных систем автоматического регулирования на базе микропроцессорной техники. Приоритетным критерием является также критерий устойчивости ТС, как сложной динамической системы относительно режима установившегося движения [1, 2].

Перечисленные интегральные критерии не являются антагонистическими, однако проблема состоит в том, что каждый из них достигает своего экстремума в собственном пространстве параметров. Множества варьируемых параметров, входящие в функционалы, описывающие эти критерии, "сильно" или "слабо" пересекаются, но в целом отличаются как по количеству так и по качеству параметров. На рис.1 показаны пространственные иллюстрации стохастических критериев по тяговой динамике W_D (рис. 1, а) и по КПД W_η (рис. 1, б) ТС для двухдиапазонной бесступенчатой ГОМТ.

Построение поверхностей динамического фактора и КПД удобно в единичном кубе с осями относительной скорости $\bar{V}$ и относительной плотности распределения вероятности $\bar{p}(\bar{V})$ эксплуатационных скоростей. Интегральные критерии по тяговой динамике W_D и по КПД W_η имеют вид:

$$W_D = \sum_{j=1}^L \int_{\bar{V}_{j\min}}^{\bar{V}_{j\max}} D_j(\bar{V}, q) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V},$$

$$W_{\eta} = \sum_{j=1}^L \int_{\bar{V}_{j \min}}^{\bar{V}_{j \max}} \eta(\Gamma, \bar{V}, q, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V},$$

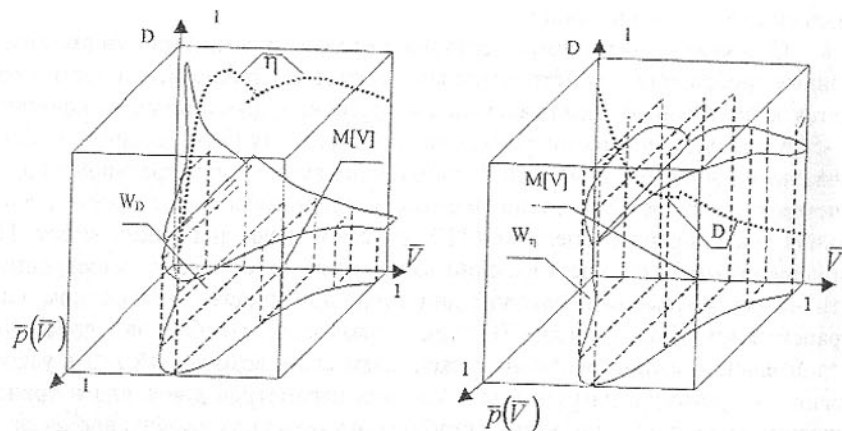


Рис 1. Пространственная иллюстрация критериев W_d и W_{η} .

где Γ - векторный аргумент $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$, здесь i и k - соответственно передаточные отношения редукторов и планетарных рядов; q - рабочий объем гидромашин; f - коэффициент сопротивления движению; L - количество скоростных диапазонов трансмиссии [3]. Геометрический смысл предложенных критериев - это объем под выделенными поверхностями. Физический смысл отражает возможность ТС по тяговой динамике и КПД во всем скоростном диапазоне с учетом того, что машина находится чаще в зоне математического ожидания $M[\bar{V}]$ относительной эксплуатационной скорости. Несмотря на то, что множества варьируемых параметров в функционалах W_d и W_{η} "сильно" пересекаются, максимума они достигают при различных векторах состояния системы, так как между динамическим фактором D и КПД существует сложная нелинейная связь. В данной работе поставлена и решена проблема максимума введенных функционалов путем синтеза оптимальной регулировочной характеристики в пространстве варьируемых конструктивных параметров, включая рабочий объем q .

Суть решения задачи заключается в автоматизированном поиске таких "пилообразных" регулировочных характеристик, которые в тесном сочетании с варьируемыми конструктивными параметрами доставляют наи-

большие значения указанным функционалам, с учетом существующих реальных ограничений для этих параметров

Список литературы: 1. Александров Е.Е., Бех М.В. Автоматизированное проектирование динамических систем с помощью функций Ляпунова. Харьков: Основа, 1993. - 113 с. 2. Александров Е.Е.; Богаенко И.Н.; Кузнецов Б.И. Многоканальные системы оптимального управления. Киев: Техника, 1995. - 298 с. 3. Самородов В.Б. Проблемы и направления теоретических исследований в области гидрообъемно-механических трансмиссий в Украине. - Механика и машиностроение. - №1, 1998. - с. 105-109. 4. Самородов В.Б. Алгоритм оптимизации параметров гидрообъемно-механических трансмиссий транспортных средств. - Прочностные и динамические характеристики машин и конструкций. Пермь, ППИ, 1985, с.59-63. 5. Самородов В.Б. Оптимизация передаточных отношений механической ступенчатой трансмиссии по критерию наилучшей тяговой динамики. - Тр. межд. научн.-техн. конф. MicroCAD'97, ч. 3., Харьков - Мисколыц, 1997. с. 371-377.

ФОРМИРОВАНИЕ ДИСКРЕТНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СТРУКТУР ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ ПАР ТРЕНИЯ

Антонюк В.С. (НТУУ "КПИ" г. Киев, Украина)

In work are investigated influence heterogeneity of superficial structure wear ability of coverings on stabilization structural - energetically adaption, at the expense of organization of balance and the ambivalency of secondary structures of pairs friction, preservation of effective volume during friction, preservation decrease active of the ability of environment. The influences of uncontinuous superficial structure on wear ability of working surfaces of details of machines in extreme modes of operation are investigated

Развитие современного машиностроения, неразрывным надежностью и долговечности деталей машин и механизмов, снижением энерго- и материалоемкости, производства, требует широкого использования новых прогрессивных технологий. В этой связи огромное значение имеет обеспечение поверхностей деталей и конструкций от износа.

Одним из прогрессивных способов обеспечения качественно новых функциональных свойств детали или инструмента, позволяющим за счет применения одного материала, а специфические свойства поверхности формировать путем создания на ней тонких слоев других материалов яв-

ляется применение функциональных покрытий.

Главной задачей, формирования покрытий, является создание оптимальных условий, обеспечивающих работу триботехнической системы в режиме адаптивности – приспособляемости упрочняемых поверхностей к конкретным условиям нагружения. Исходя из этого, особый интерес представляет механизм влияния несплошных износостойких покрытий на регулирование процессов активации и пассивации материалов пары трения [1]. В каждом конкретном случае отношение твердости контактирующих поверхностей и распределение ее имеет определенное оптимальное значение. Подобную ситуацию можно реализовать определенным образом разменяв по поверхности трения упрочненные и неупрочненные участки [2].

Поверхностное разрушение возникающее под воздействием нагрузки, скорости, температуры, при активных элементах среды, механических и теплофизических свойств материалов, развивается в результате двух основополагающих явлений: активирования – увеличения свободной энергии материалов (σ_a) и пассивации – уменьшения этой же энергии за счет организации вторичных структур (σ_{ac}).

Нормализация трения и износа является результатом термодинамической природы этих процессов их способности спонтанно организовать диссипативные устойчивые амбивалентные упорядоченные вторичные структуры, защищающие материал пары трения от непосредственного контакта и разрушения. Появление вторичных структур обязано наличию в зоне трения самоорганизующихся продуктов трения, состоящих из компонентов трения, которые непрерывно формируясь и разрушаясь, сопровождаются монотонным, постоянным по величине, изнашиванием поверхностей трения.

Эффективность влияния вторичных структур, определяется величиной удельной работы разрушения $Ap = Amp/\Delta U$, где Ap – работа разрушения, Amp – работа трения, дж, ΔU – величина удельного изнашивания, отсюда $\Delta U = Amp / Ap = v_{эф}/v_e$, где $v_{эф}$ – эффективный объем вторичных структур; v_e – объем энергии разрушения.

Такое установившееся структурно энергетическое равновесие при трении есть результат принципа структурно – энергетической приспособляемости материалов при трении [1]. При рассмотрении процесса трения обнаруживаем закономерности изнашивания любой поверхности где кривая изнашивания включает в себя четыре стадии изнашивания.

На первой стадии идет приработка и энергия активирования меньше энергии пассивации вторичных структур, на второй стадии протекает естественное изнашивание с монотонной постоянной по величине интенсивностью изнашивания, энергия активирования равна энергии пассивации, $\sigma_a = \sigma_{ac}$, на третьей стадии усиливается влияние механохимических процес-

сов трения, это стадия ускоренного изнашивания, где энергия активирования больше энергии пассивации, $\sigma_a > \sigma_{ac}$, четвертая стадия характеризует аварийное изнашивание где энергия активирования намного превышает энергии пассивации, $\sigma_a \gg \sigma_{ac}$.

Установившееся на второй стадии естественное изнашивание соответствует определенным пороговым значениям нагрузки, скорости, температуры т.е. Соответствует принципу устойчивого механо-химического процесса трения: энергия активирования равна энергии разрушения, а энергии пассивации равна эффективному объему: $\sigma_a = v_e$; $\sigma_{ac} = v_{эф}$. Важное действие принципа заключается в том что удельная работа разрушения (Ap) и отношение объема энергии разрушения к эффективному объему стремится к максимуму: $Ap \rightarrow \max$; $v_e / v_{эф} \rightarrow \max$, а сам эффективный объем ($v_{эф}$) стремится к минимуму: $v_{эф} \rightarrow \min$.

Естественно, что с целью обеспечения равновесия $\sigma_a = \sigma_{ac}$ и $v_e = v_{эф}$ и с целью сохранения амбивалентности вторичных структур – необходимо стремится к стимулированию пассивирующей способности среды, к сохранению эффективного объема в процессе трения.

Эта задача успешно решается путем конструирования покрытий не сплошной (дискретной) поверхностной структуры в виде островов, вуали, перфорации или в виде твердых ячеек с мягким наполнителем, благодаря которым продукты трения (вторичные структуры) не выносятся из зоны трения предохраняя собой поверхности трения от непосредственного контакта и разрушения за счет снижения коэффициента трения и температуры системы трения при постоянных нагрузках и скоростях.

Таким образом, сохраняя вторичные структуры в зоне трения, мы повышаем активность энергии пассивации вторичных структур, тем самым, увеличиваем эффективный объем, который в свою очередь поглощает энергию разрушения, обеспечивая постоянство отношений объемов $v_e/v_{эф} = \text{const}$, стабилизируя процесс изнашивания, максимально увеличивая время пребывания системы трения во второй стадии, стадии минимального, постоянного, по величине и интенсивности изнашивания.

С целью определения вида покрытий не сплошной поверхностной структуры, обеспечивающих энергию пассивации вторичных структур, и постоянство отношений объемов $v_e/v_{эф} = \text{const}$, проведены экспериментальные исследования по определению оптимальных показателей износостойкости рабочих поверхностей в экстремальных режимах эксплуатации, т.е. При повышенных нагрузках, скоростях, температурах и агрессивности среды. Триботехнические испытания образцов с разработанными ажурными, перфорированными, ячеистыми покрытиями проводили сравнивая их со сплошными покрытиями и известными дискретными покрытиями островной структуры [3].

Ажурные покрытия в виде вуали представляют собой покрытия несплошной поверхностью структуры в виде островков, соединенных друг с другом легкими перемычками.

Перфорированные покрытия – это покрытия несплошной поверхностью структуры в виде сетки с мощными связями.

ячеистые покрытия представляют собой сетчатую ячеистую структуру твердой нитридной, карбидной, или карбонитридной основы (например, TiN, CrN, TiC, CrC, TiNC) заполненную мягкими наполнителями (например, металлами: хром, железо, титан).

Для формирования покрытий применяли различные методы: плазменный, ионно-плазменный, метод КИБ, лазерный и электроискровое легирования (ЭИЛ).

Испытания проводили на машине УМТ - 3 в два этапа:

- на первом этапе – сравнительные испытания всех видов не сплошных износостойких покрытий на номинальных режимах с целью определения оптимальной износостойкости при равных условиях, с нагрузкой равной 120 МПа, скорости трения 9 м/с, на воздухе и при граничной смазке маслом МС-22 и температурах 20°С и 200°С.
- на втором этапе – испытания с целью определения сравнительной износостойкости несплошных покрытий при изменении параметров трения: нагрузки, скорости, температуры, и агрессивности среды. Нагрузка последовательно менялась до 600 МПа, скорость трения до 18 м/с., Температура до 400°С.

Условия проведения испытаний: на воздухе, без смазки и при граничной смазке, а также в агрессивной среде (эмульсия с абразивом) при равных прочих условиях.

Время проведения испытаний – 12 часов (путь 100000 метров).

Образец представлял собой металлический цилиндр $\varnothing$ 11,2 мм и высотой 30 мм, изготовленный из испытуемого материала, на один торец которого наносится износостойкое покрытие. Контртело – металлический диск наружным диаметром $\varnothing$ 40 мм, внутренним $\varnothing$ 14 мм и высотой 10 мм изготовленный из материала подвергаемого испытанию.

Определение износостойкости осуществлялось путем измерения линейного износа покрытий h с помощью миниметра модели ИКВ/ИК-6.

В результате предварительных триботехнических исследований было установлено, что износостойкость рабочих поверхностей с покрытиями существенно зависит от поверхностной структуры покрытий и мало зависит от материала основы. Отсюда можно сделать вывод о возможности замены дорогостоящих конструкционных материалов - традиционными конструкционными материалами с не сплошными покрытиями. Для подтверждения этого предположения были проведены сравнительные эксперимен-

тальные исследования по определению относительной работоспособности заменителей для деталей работающих в экстремальных режимах эксплуатации. Как показали результаты исследований материал основы не оказывает существенного влияния на износостойкость не сплошных покрытий полученных различными способами. Их износостойкость в среднем составляет 6,5 мкм/см². Те же материалы со сплошными покрытиями имели среднюю износостойкость 20,2 мм.

Экспериментальные исследования несплошных покрытий полученных различными методами показали повышение износостойкости дискретной поверхности структуры покрытия по сравнению с износостойкостью сплошных покрытий в 2...4 раза.

В результате проведенных сравнительных испытаний износостойкости покрытий не сплошной (дискретной) поверхностной структуры в экстремальных условиях эксплуатации установлено, что при стабильных режимах исследования износостойкость ажурных, перфорированных и ячеистых покрытий равна и значительно превосходит износостойкость островных покрытий. С увеличением параметров разрушения величина износостойкости у разных видов покрытий изменяется по разному. Так при повышении нагрузок наблюдается повышение износостойкости у перфорированных покрытий; при повышении скорости трения – у ажурных. Повышенным температурам хорошо сопротивляются ажурные, перфорированные и ячеистые, а агрессивной среде с абразивом – наиболее стойко сопротивлялись ячеистые покрытия. Причем, с увеличением параметров нагрузок – сопротивляемость износу у не сплошных покрытий увеличивается.

Таким образом, становится очевидным, что ажурные, перфорированные и ячеистые износостойкие покрытия не сплошной поверхностной структуры способны обеспечить повышение износостойкости рабочих поверхностей в экстремальных режимах эксплуатации.

Список литературы: 1. Костецкий Б.И. Структурно – энергетическая приспособляемость материалов при трении. – трение и износ. Том IV, n2, 1985 с.201- 207. 2. Антошок В.С., Дигам М.С., Климанов А.С. Принципы и возможности формирования упрочнения поверхностей режущего инструмента.// Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: збірка наукових праць хдпу. Вип.7. У чотирьох частинах. Ч.2: - харків: харк. Держ. Політехн. Ун-т, 1999. - с. 16 – 20. 3. Ляшенко б.а. О критериях адгезионно- когезионной равнопрочности и термостойкости защитных покрытий – Проблемы прочности, 1980, N10. С. 114-116.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СЛОЖНОЙ АЭРОГРАВИМЕТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Безвесильная Е.Н. (НТУУ "КПИ", г. Киев, Украина)

State the assembling airborne gravimeter system (AGS) must consist of five functional subsystems for specific force measurement, geometric stabilization, terrestrial navigation, altimeter and computation. Work out the theory AGS. The produce design and digital simulation of assembling AGS.

Установлено, что сложная авиационная гравиметрическая система (АГС) должна состоять из пяти функциональных подсистем для измерения удельной силы, стабилизации оси чувствительности, определения местоположения, измерения высоты, выполнения вычислительных операций. Разработана теория АГС. Произведены проектирование и моделирование АГС.

Получено и анализируется уравнение движения авиационной гравиметрической системы (АГС)

$$\Delta g = f_z + \frac{V^2}{r} \left\{ 1 - 2e \left[1 - 2 \cos^2 \varphi \left(1 - \frac{\sin^2 K}{2} \right) \right] \right\} + 2\omega_3 V \sin K \cos \varphi - 2\dot{h} \frac{e}{r} V \cos K \sin 2\varphi + 2 \frac{\gamma_0 h}{r} + \omega_3^2 \cos^2 \varphi h - \ddot{h} - \gamma_0, \quad (1)$$

где Δg - аномалия ускорения силы тяжести; V - путевая скорость самолета; f - выходной сигнал гравиметра; r - радиус местоположения самолета; $\dot{h}, \ddot{h}$ - вертикальные скорость, ускорение самолета; ω_3 - угловая скорость вращения Земли; γ_0 - справочное значение ускорения силы тяжести; e - сжатие Земли; φ, K, h - широта, курс, высота местоположения самолета.

Это уравнение движения АГС отличается от известных и приведенных в литературе наличием дополнительных членов $2V\omega_3 \sin K \cos \varphi - 2\dot{h} e r^{-1} V \cos K \sin 2\varphi$ (при $\dot{h}=65$ м/с ошибка от влияния этого члена 1 мГл) и $\omega_3^2 \cos^2 \varphi h$ (при $h=5 \cdot 10^3$ м ошибка от влияния этого члена 2,67 мГл).

В литературе приводится описание погрешностей АГС, однако отсутствует анализ методических погрешностей АГС, исходя из которого были бы определены требования к условиям проведения авиационных гравиметрических измерений.

В настоящей работе разработана теория АГС (проведен анализ методических погрешностей АГС, определены требования к условиям прове-

дения авиационных гравиметрических измерений), произведены проектирование и моделирование новой АГС.

Определены допустимые погрешности измерения параметров компонентами АГС. Перепишем выражение (1) в виде:

$$\Delta g = f_z + D, \quad (2)$$

где D - суммарная погрешность АГС, которая равна:

$$D = \frac{V^2}{r} \left\{ 1 - 2e \left[1 - 2 \cos^2 \varphi \left(1 - \frac{\sin^2 K}{2} \right) \right] \right\} + 2\omega_3 V \sin K \cos \varphi - 2\dot{h} \frac{e}{r} V \cos K \sin 2\varphi + 2 \frac{\gamma_0 h}{r} + \omega_3^2 \cos^2 \varphi h - \ddot{h} - \gamma_0. \quad (3)$$

Было проведено моделирование - исследование с помощью ЦВМ IBM-386 (использовался язык программирования ПАСКАЛЬ), направленное на решение следующей научно-технической проблемы: изучение влияния различных параметров (курса, широты, скорости, высоты полета самолета) на результаты измерений Δg с целью определения некоторых закономерностей и выработки рекомендаций по методике проведения авиационных гравиметрических измерений. Разработаны программы, алгоритмы, получены результаты исследования - таблицы рассчитанных значений Δg по экспериментальным данным для различных маршрутов полета самолета:

- при различных курсах (полеты вдоль меридианов,
- при различных широтах (полеты вдоль параллелей),
- при различных значениях высоты самолета,
- при различных значениях скорости самолета.

В соответствии с программой исследований Δg , были получены графики, анализ которых позволяет сделать следующие выводы: показано, что если при проведении авиационных гравиметрических измерений вдоль земного меридиана ($K = \text{const}$) необходимо точно измерять курс, то при движении вдоль земной параллели ($\varphi = \text{const}$) важно точное определение скорости. Моделированием и экспериментально подтверждено, что чувствительность АГС к ошибкам измерения скорости будет максимальной для восточного и западного курсов при широте $\varphi=0^\circ$, минимальной при движении самолета с северным и южным курсом и при $\varphi=90^\circ$ независимо от курса. Моделированием и экспериментально подтверждено, что чувствительность ошибки выходного сигнала АГС к ошибкам измерения широты будет максимальной при движении самолета на восток и минимальна при движении самолета на запад. Чувствительность ошибки выходного сигнала системы к ошибкам измерения широты будет максимальной при движении самолета в средних широтах $\varphi=45-60^\circ$ и близка к нулю

для всех курсов при работе АГС на экваторе, а для самолета, движущегося с курсом $K=180^\circ$ или $K=360^\circ$, - при $\varphi=90^\circ$.

Моделированием и экспериментально подтверждено, что при движении самолета с северным или южным курсом чувствительность ошибки выходного сигнала АГС к ошибкам измерения курса будет наибольшая; при движении самолета с восточным или западным курсом чувствительность ошибки выходного сигнала АГС к ошибкам измерения курса, будет наименьшая.

Произведено проектирование новой АГС. Показано, что приведенные выше требования к точности определения параметров полета самолета обеспечиваются использовавшейся инерциальной навигационной системой К-21-1, входящей в систему автономной навигации А-826, которая в свою очередь входит в состав пилотажно-навигационного прицельного комплекса А-820. В настоящее время проводится доработка самолетов в эксплуатации по реализации комплекта задач третьей очереди, в число которых входит и спутниковая коррекция комплекса. И-21-1 в сочетании со спутниковой коррекцией полностью обеспечивает необходимые требования для проведения аэрогравиметрической съемки.

Абсолютная высота в АГС определялась с необходимой точностью с помощью барометрического комплекса ИКВСП-1-7 над сушей и радиовысотомера РВ-20 (А-034) над морем, входящих в комплекс А-820. Кроме того, использовались экспериментальные образцы высотомеров разработок КБ МАИ "Гребень" (абсолютная погрешность измерения менее 0,3 м) и Каменск-Уральского приборостроительного завода (абсолютная погрешность измерения менее 1,5 м). В комплексе А-820 применяется режим комплексной обработки информации (КОИ) от всех корректирующих подсистем, входящих в состав комплекса: радиолокационных, астро-, спутниковых. За счет этого точность выдачи выходных параметров повышается минимум на порядок и является более чем достаточной для нужд аэрогравиметрии.

УПРАВЛЯЕМОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ ТЕХНИКИ

Бохонский А.И., Волнухин Д.В., Мозолевский М.И.
(СевГТУ, г. Севастополь, Украина)

The decision a number of urgent tasks optimum controlled elastic deformation objects are given and the examples of the appendices results of researches in engineering are resulted.

Задачи управления напряженно-деформированным состоянием упругих систем актуальны в современной технике (валы, диски, тонкие цилиндрические оболочки), в частности, например, такие задачи возникают при автоматической токарной обработке заготовок малой жесткости, при использовании в сборочном производстве мало жестких манипуляторов, в случае защиты объектов от сложных динамических воздействий большой интенсивности и многих других областях.

При моделировании управляемого упругого деформирования рассматриваются в основном два класса задач: управление по медленному движению – при медленном изменении положения нагрузки либо геометрической конфигурации не жестких объектов; управление по быстрому движению – колебаниями объектов, порождаемых их оптимальным перемещением.

1. В случае управления по медленному движению осуществляется поиск таких управляющих силовых воздействий (сил, пар сил, их комбинаций) для произвольного положения внешней нагрузки, которые обеспечивают минимум заданного критерия качества (алгебраического, интегрального или смешанного), с учетом ограничений (например, на напряженно-деформированное состояние).

В случае управления деформированием руки манипулятора малой жесткости эффективно используется энергетический метод. Например, при управлении в виде сосредоточенной силы для полной энергии деформации телескопической руки манипулятора в управляемом состоянии с учетом больших перемещений следует:

$$\Theta = \frac{1}{2} \int_0^l EJ \left(\frac{d^2 W}{dx^2} \right)^2 \left(1 - \frac{5}{2} \left(\frac{dW}{dx} \right)^2 \right) dx - PW(\ell) + P_u W(a) = \min,$$

где EJ – жесткость руки на изгиб; P – сила тяжести, обусловленная собственным весом руки и полезным грузом; P_u – управляющее (или компенсирующее) воздействие, прикладываемое в сечении с координатой a , W – перемещение в сечении с координатой x , $W(a)$ – перемещение в сечении с координатой a . Согласно методу Ритца функция прогиба принимается в виде полинома

$$W(x) = \sum_{i=1}^n C_i x^i,$$

где C_i – находятся из необходимых условий минимума полной энергии деформации руки

$$\frac{\partial \Theta}{\partial C_i} = 0, \quad (i = 1, \dots, n)$$

2. Разработана и исследована модель гасителя изгибных колебаний стержня малой жесткости с распределенной либо сосредоточенной массой при использовании динамического растяжения стержня с перекачкой энергии изгибных колебаний стержня в энергию поступательных колебаний гасителя, расположенного на конце стержня. Решена система дифференциальных уравнений объекта с гасителем вида:

$$\ddot{y} + \left[f_0 + \frac{4}{m_1 \ell} U(t) \right] y + f_1 y^3 + f_2 y^2 \dot{y} = k_1 P(t),$$

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega_1^2 z - t_1 y^2 - t_2 y \dot{y} = U(t),$$

где $U(t)$ – одностороннее пилообразное управляющее воздействие.

3. С использованием теории моментов найдено управление изгибными, продольными и крутильными колебаниями стержней (балок) при медленно движущейся динамической нагрузке. Ищется такое сосредоточенное силовое воздействие, которое переводит систему из начального состояния, определяемого начальными условиями, в конечное за минимальное время (при произвольном положении медленно движущейся динамической нагрузки). Результаты расчета могут найти применение при моделировании процесса токарной обработки деталей малой жесткости.

4. Решены задачи оптимального транспортирования груза с транспортера на транспортер при использовании телескопических и антропоморфных манипуляторов и исследованы колебания рук манипуляторов, возникающие в связи с выполнением рабочих операций. При этом используются как вариационные методы теории оптимального управления, так и алгоритм решения первой задачи динамики.

5. Найдено управление переносным движением упругой руки манипулятора малой жесткости с учетом линейно-вязкого сопротивления при условии отсутствия колебаний в конечной точке позиционирования. Управление обеспечивает перемещение руки манипулятора из начального состояния покоя в конечное состояние абсолютного покоя. Предложенный подход распространяется на исполнительные органы манипуляторов с конечным числом степеней свободы, используемых в автоматизированном сборочном производстве. Например, для системы с одной степенью свободы оптимальное переносное движение для дифференциального уравнения

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2n \frac{dx}{dt} + k_1 x = -U(t),$$

где $k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}$ имеет вид:

$$U(t) = 75,577t - 87,344t^2 - 456,3t^3 + 951,8t^4 - 573,8t^5 + 46,5t^6 + 38,34t^7 + e^{-1,5t} (-0,118 \sin(9,887t) + 4,377 \cdot 10^{-13} \cos(9,887t))$$

В исследованиях широко применяются компьютерные системы аналитических вычислений REDUCE, MathCad, Maple V R4. Пользуемся случаем, чтобы выразить сердечную благодарность создателям этих математических систем.

Список литературы: 1. Бохонский А.И. Управляемое гашение изгибных колебаний стержня. Вестник СевГТУ. Вып. 15: Механика, энергетика, экология: Сб. науч. тр. (Редкол.: А.И. Бохонский (отв. ред.) и др.); – Севастополь, 1998 г., с. 12 – 16. 2. Бохонский А.И. Оптимальное управление колебаниями стержней при медленно движущейся динамической нагрузке. Автоматизация производственных процессов: Сб. науч. тр., – Севастополь, 1999 г., с. 45 – 53. 3. Бохонский А.И. Управляемое упругое деформирование твердых тел. Вестник СевГТУ № 1. Севастополь. 1995. – с. 47 – 54.

ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ТРЕХМАССОВОГО ВИБРОГРОХОТА

Букин С.Л. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Соломичев Н.Н. (ПИИ «Интерус», г. Донецк, Украина)

For tuning three-mass vibrating screen on the optimal regime of the screening it is necessary $\omega_1 = p_1$ and $\omega_2 = (0,7...0,9)p_2$.

Одним из перспективных направлений повышения эффективности процесса сухой классификации труднопроходимых материалов является использование бигармонических законов колебаний [1]. Проведенными лабораторными исследованиями установлено, что бигармонический режим наиболее целесообразно применять при разделении влажного материала по граничной крупности до 8...10 мм. При большей крупности разделения преимущества бигармонического режима становятся не столь значительными.

На основании выявленных закономерностей была предложена принципиально новая конструкция трехмассового виброгрохота, построенная по схеме динамического гасителя колебаний [2]. Предполагалась реализация таких законов колебаний просивающих поверхностей: верхняя ситовая рамка, оснащенная ситами с ячейкой 13...25 мм должна совершать колебания близкие к гармоническим, а нижняя, с ситами 5...10 мм, должна иметь высокоинтенсивный бигармонический режим.

Гармонические колебания позволяют эффективно разделять крупно-

средние сорта сыпучих материалов. Бигармонический режим колебаний нижней рамки с высоким уровнем ускорений эффективен для классификации мелких трудногροхотимых материалов. Асимметрия инерционных воздействий способствует отрыву налиплих частиц от просеивающей поверхности даже при высокой влажности и липкости сыпучих материалов. Это благоприятно сказывается на очистке просеивающей поверхности, повышает эффективность и производительность процесса грохочения.

Для изучения особенностей динамики предложенного грохота и возможностей реализации оптимальных законов колебаний подвижных масс разработана математическая модель машины, описывающая движения ситовых рамок (массой m_1 и m_2) и корпуса (массой m_3).

В результате анализа модели получены аналитические выражения для ориентировочного (не учитываются сопротивления в системе) определения составляющих амплитуд колебаний (для каждой гармоники) верхней $a_1^{(I,II)}$ и нижней $a_2^{(I,II)}$ ситовых рамок, а также корпуса $a_3^{(I,II)}$ грохота:

$$a_1^{(I,II)} = \frac{k_1^{(I,II)^2} a_3^{(I,II)}}{k_1^{(I,II)^2} - 1}; \quad a_2^{(I,II)} = \frac{k_2^{(I,II)^2} a_3^{(I,II)}}{k_2^{(I,II)^2} - 1};$$

$$a_3^{(I,II)} = \frac{H_{1,2}(k_1^{(I,II)^2} - 1)(k_2^{(I,II)^2} - 1)}{P},$$

где $P = (k_3^{(I,II)^2} + \eta_1 k_1^{(I,II)^2} + \eta_2 k_2^{(I,II)^2} - 1)(k_1^{(I,II)^2} - 1)(k_2^{(I,II)^2} - 1) - \eta_1 k_1^{(I,II)^4} (k_2^{(I,II)^2} - 1) - \eta_2 k_2^{(I,II)^4} (k_1^{(I,II)^2} - 1)$,

$$k_1^{(I,II)} = \frac{p_1}{\omega_{1,2}}; \quad k_2^{(I,II)} = \frac{p_2}{\omega_{1,2}}; \quad k_3^{(I,II)} = \frac{p_3}{\omega_{1,2}}; \quad \eta_{1,2} = \frac{m_{1,2}}{m_3}; \quad H_{1,2} = \frac{m_{b1,2} r_{1,2}}{m_3};$$

$$p_1 = \left(\frac{c_1}{m_1} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad p_2 = \left(\frac{c_2}{m_2} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad p_3 = \left(\frac{c_3}{m_3} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

На рис. 1 приведены графики АЧХ трехмассового грохота, из которых следует, что гармонический режим верхнего сита обеспечивается настройкой частоты вращения высокочастотного вибровозбудителя на частоту антирезонанса: $\omega_2 = p_2$. В этом режиме составляющая амплитуда верхней ситовой рамки a_1^{II} и корпуса a_3^{II} равны нулю, а амплитуда нижнего сита равна a_2^{II} . Для возбуждения высокоинтенсивных бигармонических колебаний нижней ситовой рамки необходимо настроить частоту вынуждающей силы ω_1 на величину $\omega_1 \approx 0,5 p_2$. При выполнении указанных режимов законы колебаний подвижных масс будут иметь вид:

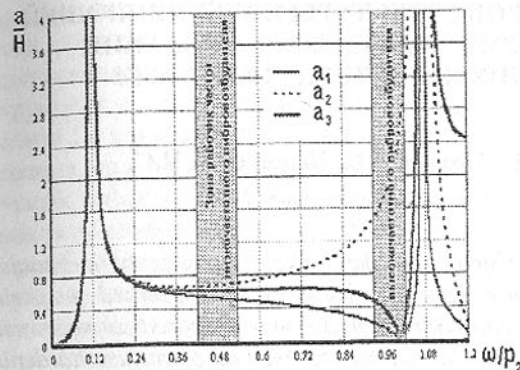


Рис. 1. График АЧХ грохота

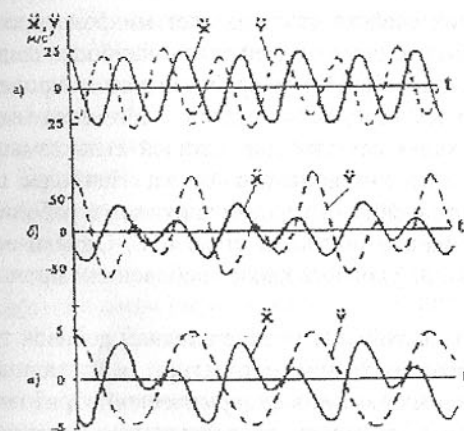


Рис. 2. Виброграммы ускорений подвижных масс трехмассового виброгрохота: а — верхней ситовой рамки; б — нижней ситовой рамки; в — корпуса

- верхней ситовой рамки $X_1 = a_1^I \sin \omega_1 t$;
- нижней ситовой рамки $X_2 = a_2^I \sin \omega_1 t + a_2^{II} \sin \omega_2 t$;
- корпуса $X_3 = a_3^I \sin \omega_1 t$.

Виброграммы ускорений (рис. 2), построенные по полученным законам для экспериментального образца грохота, свидетельствуют о достижении поставленной цели — ускорения нижнего сита достигают 82 м/с^2 , верхнего 27 м/с^2 , корпуса 5 м/с^2 .

Настройку парциальных частот p_1 и p_1 необходимо осуществлять изменением жесткости упругих элементов корпуса с ситовыми рамками c_1 и c_2 , а составляющих амплитуд колебаний — статическими моментами вибровозбудителей $m_{b1} r_1$ и $m_{b2} r_2$.

Список литературы: 1. Erlenstadt G. Die DF-Siebmaschine // Aufbereitungs-Technic. — 1972. — V.13. — №7. — S. 432 — 434. 2. А.С. 1405888 СССР, МКИ В07В 1/40. Вибрационный грохот /Н.В. Сухин, С.Л. Букин, Н.Н. Соломичев и др. Оpubл. 30.06.88. Бюл. №24 — 4 с.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТРУКТУРЫ И УПРОЧНЯЮЩЕЙ КАРБОНИТРИДНОЙ ФАЗЫ НА ФОРМИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛИ

Быковских С.В., Позняк Д.В., Быковских П.С.

(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Economically alloyed steel, which have the highest complex of mechanical properties and wear resistance due to forming highly dispersed tempering structure and precipitation of carbonitride phase, was proposed as wear resistant material for agricultural machinery industry. Method of surface hardening of steel with sprayer hardening instead of surfacing was proposed.

Повышение механических свойств стали за счет микролегирования их сильными карбонитридообразующими элементами – наиболее дешевый способ улучшения качества стали. ДонГТУ разработан ряд микролегированных титаном и бором среднуглеродистых сталей с повышенным комплексом эксплуатационных характеристик для деталей сельхозмашиностроения, работающих в условиях интенсивного износа. Наиболее широкое распространение для изготовления быстроизнашиваемых рабочих органов почвообрабатывающих машин получила сталь 65Г. Однако ее эксплуатационные характеристики не удовлетворяют требованиям прочности, вязкости и износостойкости.

Целью настоящей работы являлось изучение влияния добавок титана и бора на формирование параметров микроструктуры и механических свойств стали 65Г после различных режимов ее термической обработки.

Исследования проводились на сталях со следующим содержанием микродобавок: состав 1 – базовый, без микролегирования; состав 2 – 0,01%Ti, 0,0011%B; состав 3 – 0,06%Ti, 0,0051%B; состав 4 – 0,07%Ti, 0,0015%B; состав 5 – 0,11%Ti, 0,0027%B; состав 6 – 0,16%Ti, 0,0006%B. По сравнению с базовой сталью все опытные составы, содержащие титан и бор в различных соотношениях микролегировующих компонентов, имеют более дисперсную структуру. Данные микродобавки оказывают влияние на размер аустенитного зерна, механизм образования мартенсита, характер его расположения и ориентировки. Размер аустенитного зерна в сталях, закаленных от 850°C составляет: в стали № 1 – 29 мкм, в стали № 5 – 16 мкм. Поведение бора находится в соответствии с теорией внутренней адсорбции В.И.Архарова: преимущественное расположение бора в граничных зонах зерен и дефектах кристаллического строения аустенита вызывает вытеснение углерода за счет повышения его термодинамической активности в

присутствии бора. Последующее перераспределение атомов (ионов) углерода, образование сегрегаций углерода на дислокациях и другие процессы, протекающие при низком отпуске, происходят на фоне более дисперсной структуры и субструктуры мартенсита. Развивая это положение, авторы в работе [1] показывают, что бор в сталях изменяет условия не только образования, но и распада мартенсита. Конкурентная сегрегация бора на структурных дефектах в процессе закалочного охлаждения приводит к увеличению пересыщения твердого раствора углеродом. Кроме того, присутствие бора облегчает миграцию в решетке α – железа. Все это способствует увеличению числа центров зарождения цементита и образованию большого количества дисперсных частиц цементитной фазы.

Полученные данные металлографических исследований, согласующиеся с приведенной гипотезой, подтверждаются результатами рентгеноструктурного анализа. Установлено, что после отпуска при 350°C в образцах стали 65Г величина микронапряжений составляет $21,4 \cdot 10^{-4}$, а в образцах стали, микролегированной титаном и бором, $31 \cdot 10^{-4}$. Методом просвечивающей электронной микроскопии установлено измельчение блочной структуры в 3-4 раза: средний размер блоков базовой стали составляет 5,2 мкм, в микролегированной стали – 1,8 мкм.

Прочностные характеристики составов 3, 4 и 5 превышают значения базовой стали и коррелируют с диспергированием структурных составляющих (рис.1). Ударная вязкость в этих составах значительно повышается с увеличением содержания титана, причем при одинаковом титане более высокие значения имеют составы с большим количеством бора.

Таким образом, введение в сталь титана и бора приводит к повышению комплекса механических свойств за счет увеличения дисперсности структуры, влиянию на процессы распада пересыщенного раствора и образованию упрочняющей карбонитридной фазы.

В рассматриваемой группе сталей влияние морфологии карбонитридной фазы имеет особое значение, так как одной из оптимизируемых характеристик является износостойкость, причем процесс изнашивания реализуется по сложному механизму с превалированием процесса микропластической деформации [2], при котором сопротивление износу определяется способностью поверхностных слоев материала к многократному деформированию микрообъемов движущимися частицами абразива без отрыва этих микрообъемов. В повышение износостойкости в данном случае вносит вклад как морфология структуры сталей [3], так и карбонитридная фаза вследствие “барьерного” действия частиц (равно как и границ измельченной структуры) на движение дислокаций, накопление их в критическом микрообъеме, зарождение и дальнейшее развитие трещины вплоть до разрушения деформированных объемов металла [4].

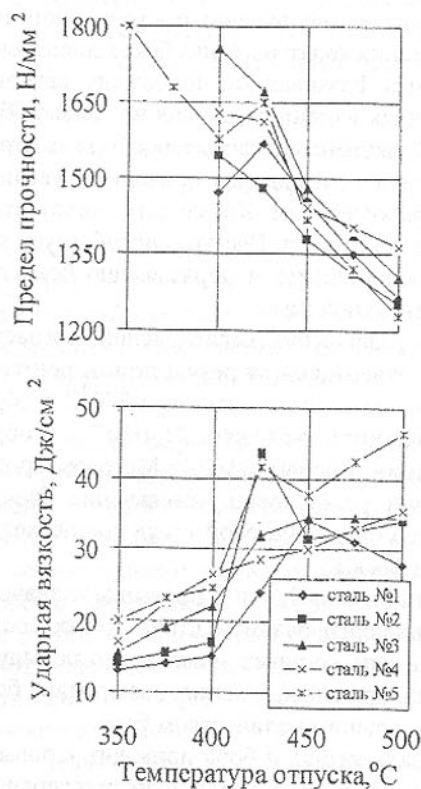


Рис.1. Зависимость механических свойств опытных сталей от температуры отпуска

Исследованная в данной работе износостойкость (по ГОСТ 23.208-79) также является результатом измеренного сопротивления материала действию нежестко закрепленных окруженных абразивных частиц (механизм моделирует продвижение исследуемого образца в почвенной массе), то есть также в большей степени полидеформационного механизма износа.

Результаты исследования износостойкости в зависимости от температуры отпуска представлены на рис. 2. Как видно из графиков изменения износостойкости эта характеристика находится в соответствии с изменениями, происходящими в структуре марганецсодержащих сталей с титаном и бором в зависимости от температуры отпуска. Наиболее высокое сопротивление износу имеет сталь состава 3, содержащая 0,06% Ti и 0,0051% B, вследствие измельчения структурных составляющих, особенно при отпуске 350°C и образования большого количества карбонитридов.

В остальном полученные показатели определяются структурными превращениями, подробно проанализированными выше.

Особого внимания требует количественное исследование карбонитридной фазы, проведенное для образцов сталей составов 2, 3, 5 и 6 в состоянии после термической обработки по режимам закалки и отпуска при температурах 350 и 425°C.

При построении гистограмм, приведенных на рис. 3 карбонитриды делились на 5 групп в зависимости от размера: 1 – включения с размерами до 1 мкм; 2 – 1-5 мкм; 3 – 5-10 мкм; 4 – 10-20 мкм; 5 – более 20 мкм. Оценивался процент числа включений данной размерной группы от общего числа включений в исследуемом суммарном поле зрения 1,5 мм², а также

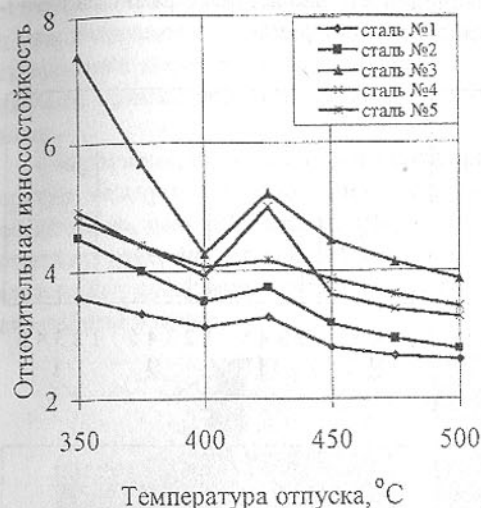


Рис.2. Зависимость относительной износостойкости опытных сталей от температуры отпуска

емной доли карбонитридов возрастает количество включений средних размерных групп, что сказывается на их доле площади. Эти включения эффективны в качестве “барьеров” при разрушении, что согласуется с данными об износостойкости этих сталей и их механических характеристиках. Следует отметить, что температура отпуска не оказывает влияния на размерные характеристики видимых карбонитридов и падение механических свойств следует связывать со структурными превращениями в матрице, состоящими в формоизменении легированного цементита и феррита, а также распада остаточного аустенита.

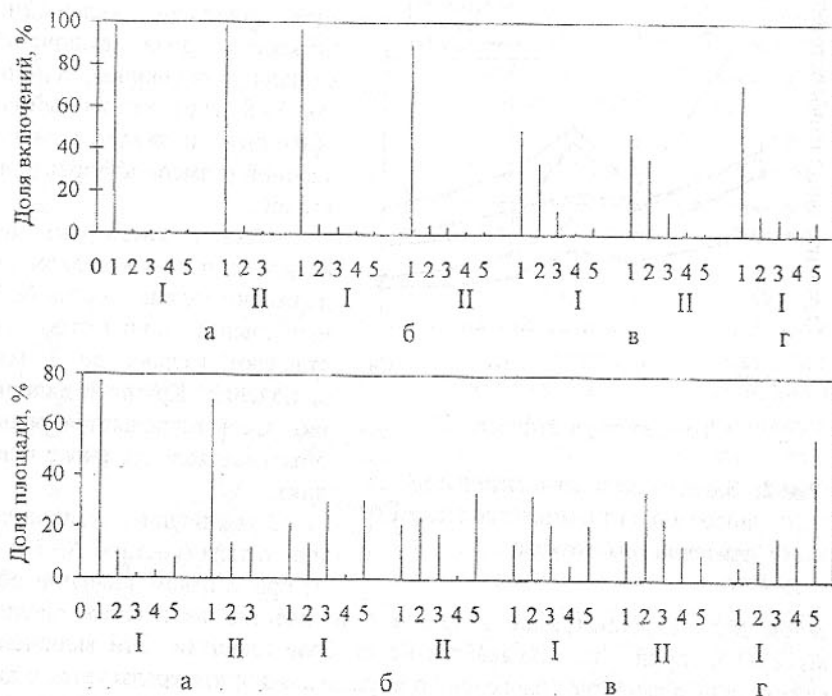
В стали № 6, содержащей высокий процент титана (0,16%), значительная доля средних и крупных карбонитридов, определяющих высокий процент их в доле площади. В этой стали довольно часто встречаются карбонитриды размером более 15-20 мкм, границы раздела которых с металлической матрицей являются очагами зарождения трещин при разрушении и провоцируют в упрочненном металле развитие гранекристаллического излома. В сопротивление изнашиванию такие включения не вносят существенного вклада, так как при деформировании близлежащих объемов они выкрашиваются при прохождении абразива. Объемная доля включений в данной стали значительно возрастает, что влечет за собой снижение кон-

процент площади, занимаемый включениями данной группы по отношению к общей площади включений. Объемная доля включений связана с оцененной величиной % S через постоянный коэффициент и является равнозначной размерной характеристикой.

Анализ гистограмм показывает, что при низком содержании титана (состав № 2) наибольшее количество составляют мелкие до 1 мкм включения. Крупные включения здесь встречаются редко, объемная доля их также невелика.

С увеличением концентрации титана (составы № 3 и № 5) при близком значении объ-

центрации углерода в матрице. Следовательно, при повышении содержания титана выше определенных значений мы наблюдаем эффект избыточного легирования для сталей рассматриваемой группы.



Размерные группы:

1 - включения 1 мкм; 2 - 1-5 мкм; 3 - 5-10 мкм; 4 - 10-20 мкм; 5 - 20 мкм;

Температура отпуска: I - 350°C; II - 425°C;

Составы сталей: а - состав №2; б - состав №3; в - состав №5; г - состав №6;

Рис.3. Частотное распределение количества и площади карбонитридов в образцах опытных сталей

Для обеспечения самозатачиваемости режущей кромки рабочих органов почвообрабатывающих машин в настоящее время широко применяется наплавка режущей части порошкообразным псевдосплавом. Однако традиционные технологии имеют ряд существенных недостатков:

- сплавление происходит при температурах выше 1200°C, вследствие чего интенсивно растет зерно стали (зерно лемешной стали в зоне наплавки увеличивается с 8 - 9 балла до 2 - 3) и возможно получение такого неисправимого дефекта в стали как пережог. Все это ведет к выкрашиванию режущей кромки при эксплуатации, повышенному износу основного металла;

- неравномерность линейного расширения при нагреве, градиент температур между перегретым наплавленным слоем и относительно массивной деталью, дающей большой теплоотвод, приводит к образованию микротрещин (рис. 4а), идущих от наплавленного слоя вглубь основного металла и, как следствие, к поломкам сразу после установки либо после начала работы в почве.

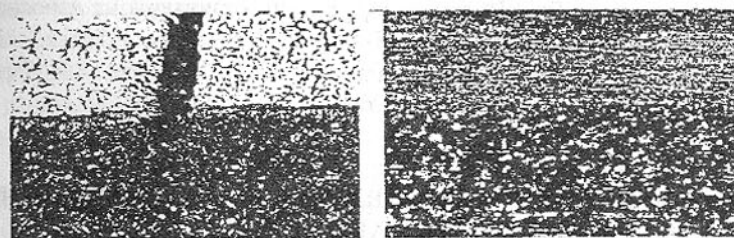


Рис.4. Структура деталей после наплавки (а) и поверхностного упрочнения (б)

На основании анализа отказов была предложена технология поверхностного упрочнения металла, предусматривающая локальный интенсивный разогрев до 870°C полосы тонкого (до 1 мм) поверхностного слоя термообработанного по режиму закалка + отпуск металла с мгновенной закалкой упрочняемого слоя в воде. В дальнейшем проводился низкий отпуск (180-200°C) для снятия закалочных напряжений. Разработанная технология имеет следующие преимущества:

- исключается из технологического процесса подготовка поверхности металла под наплавку;

- снимается необходимость в дорогостоящих наплавочных порошках;

- отсутствуют отслаивания наплавочного слоя, т.к. упрочненный слой и основная деталь являются монометаллом, с четко выраженной границей раздела (рис. 4б). После проведения низкого отпуска в ходе испытаний не отмечалось выкрашивания упрочненного слоя и трещин термически напряженного металла.

Эксплуатационные испытания рабочих органов почвообрабатывающих машин различных типов и назначения, изготовленные из микролегированной стали с предложенной технологией поверхностного упрочнения показали повышенную надежность и долговечность и, следовательно, целесообразность и эффективность замены применяемых традиционно марок стали и способов наплавки на предлагаемые экономнолегированные со спреерной закалкой упрочняемого слоя.

Список литературы: 1. Гринберг Е.М., Ларичева Г.Г., Мирошник Е.С. Влияние бора на превращения стали при отпуске // *МиТОМ.* - 1991, № 9. - С. 4-6. 2. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 187с. 3. Пилюшенко В.Л., Ярошевская Е.С. Влияние морфологии структуры на износостойкость - микролегированной стали // *Изв.вузов. Черная металлургия.* - 1987, № 11. - С. 87-91. 4. Гольдштейн Я.Е., Разумов Ю.Г., Лазарева М.П. Титан в конструкционной стали // *МиТОМ.* - 1969, № 4. - С. 60-63.

ПРИМЕНЕНИЕ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ В ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Варюхин В.Н., Спускашук В.З., Богданов В.А., Эфрос Б.М.
(ДФТИ НАНУ, г. Донецк, Украина)

The influence of parameters of thermomechanical treatment using high hydrostatic pressures on phase contents, structure and properties of steels and alloys has been studied. The rational processing regimes providing the increased complex of properties for this class of steels and alloys have been determined.

Развитие современной техники связано с созданием новых материалов с повышенным уровнем свойств и технологий производства изделий из них. Во многих случаях эти технологии являются многостадийными, использующими новейшие достижения порошковой и гранульной металлургии, производства композиционных материалов, эффективных методов пластического деформирования и термомеханического упрочнения (ТМО).

В Донецком физико-техническом институте НАН Украины проводятся исследования влияния высоких давлений и больших пластических деформаций на вещество, методов направленного формирования комплекса свойств материалов, разработки новой техники для обработки материалов при высоких давлениях. К настоящему времени создан ряд высокоэффективных технологий обработки материалов, оборудование для их реализации, а также система автоматизированного проектирования конкретных

технологических процессов, которая аккумулирует в себе знания, накопленные в ходе физических, материаловедческих и технологических исследований, опыт использования разработок на промышленных предприятиях [1, 2].

Основными из указанных технологий являются:

1. Технологии холодного формообразования изделий из сталей, цветных металлов и высокопрочных сплавов, обеспечивающие высокую точность размеров, качество поверхности, повышение уровня прочности и долговечности. Методами гидроэкструзии получают профильные прутки, трубы, в том числе со сложной конфигурацией наружной и внутренней поверхностей, проволоку миллиметрового и микронного диапазонов диаметров. Методами гидромеханического выдавливания, вытяжки и обжима получают толстостенные сосуды, баллоны. В результате использования жидкости в качестве деформирующего инструмента открываются уникальные возможности управления пластическим течением материала при формообразовании изделий, снижения сил трения, усилий деформирования, повышения стойкости штампов. Используется специализированное оборудование, например, установки для непрерывной гидроэкструзии проволоки, либо гидравлические и механические прессы с соответствующей штамповой оснасткой.

2. Технологии термомеханического упрочнения сталей и сплавов, основанные на использовании гидроэкструзии. В результате реализации больших пластических деформаций при высоком уровне гидростатического давления эффективность обработки значительно выше, чем при использовании обычных методов деформации. Высокие давления являются параметром обработки, способствующим формированию более совершенной структуры и субструктуры материала, достижению более высокого

уровня прочности и пластичности материалов. Разработаны технологии упрочнения высокоазотистых сталей и сплавов, жаропрочных и титановых сплавов, мартенситно-старееющих сталей, нержавеющих аустенитных сплавов, быстрорежущих сталей и др.

В частности, разработанная технология ТМО с деформацией методом гидроэкструзии высокоазотистых аустенитных сталей может эффек-

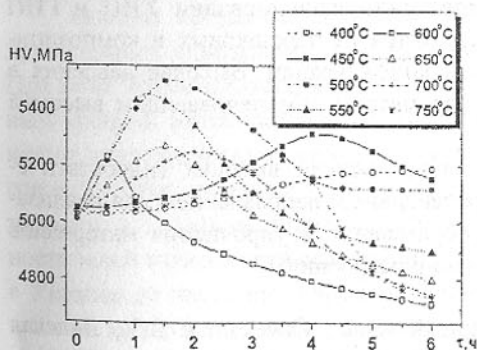


Рис. 1. Влияние параметров ТМО на упрочнение высокоазотистой стали.

тивно применяться как для формообразования изделий, так и придания им повышенного уровня эксплуатационных характеристик [3]. Определены рациональные режимы ТМО, использование которых позволяет достичь повышения предела прочности данных сталей в 1,5...1,8 раза, предела текучести в 2...2,5 раза при сохранении на высоком уровне характеристик пластичности (относительное удлинение $\delta = 15...30\%$; относительное сужение $\psi = 45...50\%$). Характер упрочнения указанных сталей после ТМО с деформацией со степенью обжатия 50% проиллюстрирован на рис. 1.

В некоторых случаях ТМО эффективным оказывается предварительное (перед деформацией) охлаждение заготовок до низких температур, например, в жидком азоте. Так, технология низкотемпературной гидроэкструзии использована для обеспечения стабильности структурно - фазового состава и повышенной прочности изделий из сталей типа 12X18H9.

3. Технологии горячей гидроэкструзии слитков либо предварительно деформированного материала, а также спеченных брикетов, гранул и порошков в оболочках. Эти технологии позволяют решать задачи, связанные с освоением и широким внедрением новых материалов, в частности, тугоплавких, жаропрочных, порошковых и композиционных материалов.

4. Технологии, основанные на использовании процессов холодного изостатического прессования (ХИП) и горячего изостатического прессования (ГИП) порошков и спеченных брикетов при высоких давлениях. ХИП используется как заготовительная операция, обеспечивающая получение спрессованного брикета для последующего спекания либо горячей пластической деформации. Спеканием полуфабриката, полученного ХИП, изготавливались тонкостенные тигли из порошков молибдена и иридия. При изготовлении инструментов из газораспыленных порошков быстрорежущих сталей ХИП использовалось для уплотнения спеченных брикетов перед горячей экструзией. При комплексном использовании ХИП и ГИП обеспечивается возможность производства из порошковых и композиционных материалов изделий сложной конфигурации. Высокие давления в процессах ХИП и ГИП являются параметром, обеспечивающим высокий уровень свойств изделий.

Разработанные технологии с применением высоких гидростатических давлений представляются перспективным направлением для реализации эффективных методов формообразования и упрочнения материалов различного класса в современном машиностроении.

Список литературы: 1. Черный Ю.Ф., Спусканюк В.З., Лядская А.А. и др. Гидропрессование инструментальных сталей. - Киев: Техніка, 1987. - 216 с. 2. Волков К.В., Капустин А.И., Спусканюк В.З. и др. Упрочнение материалов методами гидропрессования. - Киев: Наук. думка, 1991. -

200 с. 3. Богданов В.А., Варюхин В.Н., Спусканюк В.З., Эфрос Б.М. Влияние гидропрессования на структуру и коррозионно - механические свойства высокоаустенитных сталей // Физика и техника высоких давлений, 1998, том 8, №3. - С. 42 - 50.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-МОРФОЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИ РАЗРАБОТКЕ САПР МЕХАНИЗИРОВАННЫХ ЩИТОВЫХ КРЕПЕЙ ВЫЕМОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Вассерман И.Т. (институт «Донгипроуглемаш», г.Донецк, Украина)

The efficient design of the mechanical shield supports and, especially, the development of CAD/CAE of these systems depends upon a variety of the factors. The method presented in the paper permits to determine the support system efficiency dependence upon its morphological structure parameters.

Современные механизированные щитовые крепи, работающие в составе выемочных комплексов на угольных пластах, представляют собой сложные многозвенные гидромеханические системы, состоящие, преимущественно, из ряда однородных модулей (секций) и предназначенные для управления кровлей, защиты рабочего пространства лавы от обрушения и обеспечения перемещения комплекса. Уровень сложности структуры механизированных щитовых крепей, широкий спектр выполняемых ими функций и поливариантный характер взаимодействия с окружающей средой обуславливают необходимость исследования и проектирования этих объектов на базе системно-аналитического подхода [1].

Особую актуальность использование методов системного анализа приобретает в ходе разработки САПР механизированных щитовых крепей. При этом эффективность разработки во многом обусловлена информативным уровнем интерпретации взаимосвязи между проектируемыми значениями конструктивных, кинематических и силовых параметров крепи и совокупностью ее эксплуатационно-технических и маркетинговых характеристик в заданном диапазоне области применения крепи. Невыявленность такой зависимости является одной из серьезных причин, по которым в Украине до настоящего времени серийно производится только 2 наименования механизированных щитовых крепей: КД80 и КД90, весьма близких по своим параметрам и относящихся к классу четырехстоечных крепей. В то же время, к примеру, в Польше каждая из трех основных фирм-производителей механизированных крепей выпускает около 30-ти наиме-

нований крепей, более 80% из которых относятся к классу двухстоечных крепей. Наличие такого широкого спектра крепей дает возможность оптимального в технико-экономическом аспекте выбора оборудования для условий конкретного очистного забоя.

Вышесказанное поясняет актуальность решения задачи количественной и качественной интерпретации взаимосвязи «структурные параметры - функциональные характеристики крепи» для разработки САПР механизированных щитовых крепей. Предлагаемый для решения этой задачи метод функционально-морфологического анализа разделяется на несколько, взаимосвязанных блоков-модулей:

- 1) Классификация и идентификация структурных схем и конструктивных элементов механизированных крепей (КИ);
- 2) Функциональная декомпозиция системы механизированной крепи (ФД);
- 3) Определение приоритетности и весовых коэффициентов критериев качества системы (ОП);
- 4) Идентификация методик расчета (кинематического и силового) секций механизированных крепей (ИМР);
- 5) Обеспечение межблочного взаимодействия и интерпретация результатов (ОМВ).

Содержание вышеуказанных модулей заключается в следующем.

В модуле КИ на базе известных по литературе, к примеру [1,2], классификаций конструктивных схем и элементов конструкции крепей решается задача идентификации [3] этих структурированных систем. На рисунке 1 показаны фрагменты классификации конструктивных схем секций крепей (см. 1 а)...г)), а также классификаций таких элементов конструкции секций крепей, как перекрытия (см. 1 д)...з) и основания (см. 1 и), к)). Представленные фрагменты сформированы на базе класса поддерживающе-оградительных щитовых крепей.

Решением задачи идентификации являются обобщенные структурированные системы, дающие возможность единообразного алгоритмического описания используемых в классификациях схем и элементов посредством методики объектно-ориентированного программирования. Результаты работы в этом модуле используются, прежде всего, в модуле ИМР.

В модуле ФД производится последовательная 3-х уровневая функциональная декомпозиция системы механизированной крепи по следующим уровням:

- функциональные подсистемы;
- функции подсистем;

- критерии функций подсистем.

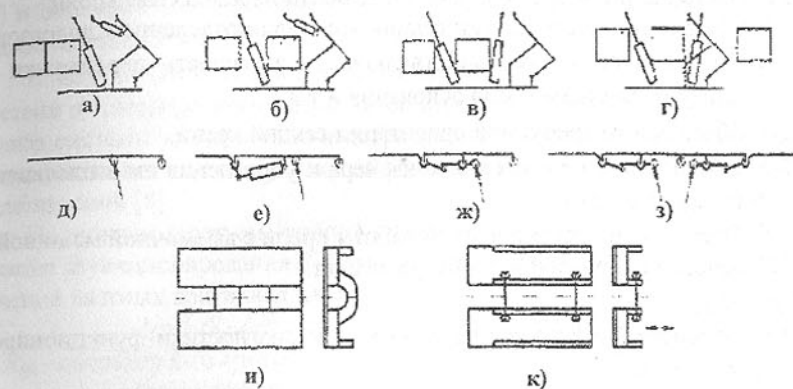


Рис.1. Фрагменты классификации конструктивных схем секций крепей и их основных элементов

Принципом формирования функциональных подсистем является их соответствие отдельным макрофункциям системы крепи. Последующая декомпозиция подсистем по функциям и критериям позволяет получить количественную интерпретацию интегрального показателя качества функционирования системы посредством структурированного набора оценок (по абсолютной либо относительной шкале) выполнения ею отдельных функций.

Функциональная декомпозиция системы крепи по подсистемам и их функциям выглядит следующим образом:

1. Подсистема взаимодействия с вмещающими породами,

Функции:

- 1.1. Обеспечение требуемых параметров силового взаимодействия крепи с основной и непосредственной кровлей пласта.
- 1.2. Обеспечение требуемых параметров силового взаимодействия крепи с почвой пласта.
- 1.3. Обеспечение работы в определенном диапазоне горногеологических условий (включая рабочую мощность пласта, характеристику боковых пород, водо- и газообильность и т.д.).
- 1.4. Обеспечение продольной и поперечной устойчивости секций крепи.

2. Подсистема агрегатирования и перемещения.

Функции:

- 2.1. Обеспечение требуемой скорости крепления.
- 2.2. Обеспечение требуемой направленности перемещения крепи.
- 2.3. Обеспечение передвижки секций крепи в определенном диапазоне горнотехнических условий (включая возможность передвижки с подпором, подъема носка основания и т.д.).
- 2.4. Обеспечение требуемой ориентации секций крепи.
- 2.5. Обеспечение передвижки конвейера и управления им в плоскости и профиле пласта.
- 2.6. Обеспечение согласованной работы крепи с выемочной машиной.
3. Подсистема управления и обслуживания.

Функции:

- 3.1. Обеспечение управления, контроля и диагностики функционирования крепи.
- 3.2. Обеспечение безопасности ведения работ.
- 3.3. Обеспечение ремонтпригодности и удобства ведения работ.

В модуле ОП производится определение приоритетности и весовых коэффициентов критериев качества системы крепи с позиций ее технико-экономической эффективности, исходными данными для чего являются следующие факторы (в порядке убывания приоритетности):

- требования нормативных документов (ГОСТы, ПБ, РД);
- горно-геологические условия и горнотехнические условия в заданной области применения крепи;
- специфика и возможности технологий завода-изготовителя крепи;
- возможность расширения области применения и соответствующей модификации конструкции крепи;
- рекомендации потенциальных заказчиков и заводов-изготовителей.

В модуле ИРМ производится идентификация методик кинематического и силового расчета секций механизированных крепей и разработка соответствующего программного обеспечения на базе обобщенного формализованного описания структуры системы крепей, полученном в модуле КИ.

Необходимой частью этой работы является совершенствование применяемой в настоящее время методики прочностного расчета секций крепи, и, в частности, введение в нее схем асимметричного трехмерного нагружения секций, используемых в Европейском стандарте требований безопасности механизированных крепей [4].

Результатом работ в этом модуле является пакет программ объектно-ориентированного класса, определяющий многомерную нелинейную зависимость между параметрами морфологической структуры системы крепи

(конструктивная схема, кинематические и силовые параметры секции и т.д.) и оценками значений функциональных критериев качества системы, установленными в модуле ФД.

В модуле ОМВ осуществляется обеспечение межблочного взаимодействия и интерпретация результатов функционально-морфологического анализа системы крепи в виде интегрального критерия качества функционирования и его многомерных, дифференцированных по трем уровням представлений [5].

На нижнем (третьем) уровне представления интегральный критерий качества функционирования I_3 представляет собой многомерный вектор значений частных критериев качества:

$$I_3 = I_3(R_{ijk}(v)), \quad i=1 \dots 3, \quad j=1 \dots N_i, \quad k=1 \dots M_{ij} \quad (1),$$

где R_{ijk} - оператор k -го критерия j -й функции i -й подсистемы;

v - вектор данных, полученных в ходе анализа системы крепи;

N_i - количество функций в i -й подсистеме;

M_{ij} - количество критериев в j -й функции i -й подсистемы.

На втором уровне представления интегральный критерий качества функционирования I_2 представляет собой многомерную функцию значений критериев качества с учетом их весовых коэффициентов:

$$I_2 = I_2(Z_{ijk} \cdot R_{ijk}(v)) \quad i=1 \dots 3, \quad j=1 \dots N_i, \quad k=1 \dots M_{ij} \quad (2),$$

где Z_{ijk} - весовой коэффициент k -го критерия j -й функции i -й подсистемы.

На первом уровне представления интегральный критерий качества функционирования I_1 представляет собой многомерную функцию значений критериев качества с учетом их весовых коэффициентов и приоритетов функций качества, определяемых в модуле ОН:

$$I_1 = I_1(P_{ij} \cdot Z_{ijk} \cdot R_{ijk}(v)) \quad i=1 \dots 3, \quad j=1 \dots N_i, \quad k=1 \dots M_{ij} \quad (3),$$

Где P_{ij} - приоритет j -й функции i -й подсистемы.

Отметим, что размерность интегрального критерия качества функционирования варьируется в зависимости от потребности разработчика крепи в детализации показателей качества посредством выбора вида интегрирующих функций. Максимальная размерность интегрального критерия качества определяется общим количеством частных критериев, а минимальная - равна количеству функциональных подсистем.

Список литературы: 1. Горбатов П.А., Гуляев В.Г., Лысенко Н.М. и др. Механизированные крепи очистных комплексов и агрегатов. - Донецк, 1997. - 275с. 2. Коровкин Ю.А. Механизированные крепи очистных забоев. - М.: Недра, 1990. - 413с. 3. Клир Дж. Системология. Автоматизация решения системных задач. - М.: Радио и связь, 1985. - 544с. 4. Горные машины. Требования по безопасности гидравлической механизированной

крепи. Проект Европейского стандарта EN 1804-1, - Брюссель, 1995. - 28с.
5. Аврамчук Е.Ф., Вавилов А.А., Емельянов С.В. и др. Технология системного моделирования. - М.: Машиностроение, 1988, - 520с.

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МАШИН

Волощенко А. П.

(Ассоциация "Надежность машин и сооружений", Киев, Украина)

The report at ensuring dependability of machines and structures that is a great reserve of saving resources in the economy, improving quality and raising competitive capacity of products.

Одной из главных проблем машиностроения является обеспечение высокого технического уровня, надежности и качества, конкурентоспособности продукции.

Надежность – важнейший технико-экономический показатель качества продукции и эксплуатирующейся техники, определяющий технический уровень и конкурентоспособность продукции, размер потерь в экономике от эксплуатации ненадежных машин и сооружений.

Решение проблемы обеспечения надежности техники является весьма существенным резервом уменьшения экономических потерь, предотвращения аварий и катастроф природного и техногенного происхождения, ресурсосбережения.

Экономические потери от низкого уровня надежности техники весьма значительны. Так, специальные исследования в США показали, что потери американской экономики вследствие разрушения промышленной продукции составляли 4% валового национального продукта США (119 млрд. дол. в ценах 1982 г.).

Проведенные в 1991 г. в странах ЕЭС исследования показали, что в рамках ЕЭС можно экономить ежегодно около 2% валового годового дохода за счет уменьшения потерь от ненадежности техники при условии улучшения норм прочности и норм проектирования, стандартов, обучения конструкторов и специалистов, передачи необходимых знаний науки в практическое использование в промышленности и введения тотальных концепций качества в компаниях-производителях, вложений в исследования и разработки.

Ежегодные потери в народном хозяйстве бывшего СССР из-за необеспеченности заданного уровня надежности достигали 60 – 89 млрд. руб.

и обуславливались преждевременными повреждениями, разрушениями, износом, отказами.

Установлено, что экономия 1 у.е. на надежности сложных человеко-машинных систем и их безопасности вырастает в геометрическую прогрессию убытков: 10 у.е. – на стадии внедрения, 100 – на стадии эксплуатации и 1000 – в случае отказа или аварии.

Проблема обеспечения надежности техники сложна и многогранна, связана с решением правовых, экономических, научно-технических, социальных, производственных, технологических и организационных вопросов на всех уровнях хозяйствования, от государственного до уровня предприятий.

Надежность машин и сооружений закладывается при проектировании, обеспечивается при изготовлении и реализуется в эксплуатации.

Экономическими механизмами стимулирования обеспечения надежности техники являются:

- предоставление предприятиям налоговых льгот при создании и реализации новых прогрессивных видов надежной продукции и реализации прогрессивных технологий;
- предоставление субсидий и льготных кредитов предприятиям и организациям для стимулирования и осуществления проектов высоконадежной техники;
- предоставление временных мер экономического стимулирования предприятиям, если их изделия несут новые потребительские качества, повышают экономический потенциал страны и конкурентоспособность ее продукции;
- создание условий для иностранных инвестиций в производство новейших видов высоконадежной техники и современных технологий;
- создание условий выгодного использования для выпуска конкурентоспособной продукции собственных источников финансирования – нераспределенной прибыли, амортизационных отчислений, эмиссии ценных бумаг и кредита;
- производство низко надежной техники должно стать ее изготовителям экономически невыгодно и поэтому нецелесообразным.

В условиях рыночной экономики основным критерием в формировании показателей эффективности технических средств, в том числе надежности, является прибыль. При этом существенную роль приобретают реализация техники, анализ состояния рынка сбыта и сферы производства. Принципиальной основой расчетов эффективности инвестиций в повышение надежности должно быть соотношение прибыли и разовых затрат на повышение надежности.

Для учета фактора надежности техники в расчеты экономической эффективности продукции должны быть включены показатели, отражающие масштабы потерь (действительных или потенциальных по прототипу или аналогу) от недостаточной надежности (затраты на возмещение ущерба, ремонт, потери от простоев, отказов, снижение цены вследствие недостаточной надежности и т.п.), так и затраты на меры по обеспечению надежности, а также размер прибыли от повышения надежности (вследствие повышения цены изделия, экономии средств на ремонтах, обслуживании и т.п.).

Качество, надежность изделий всегда связаны с экономическими категориями. Стоимость изделия складывается из затрат на создание (проектирование и изготовление) и эксплуатацию. Соответственно и затраты, связанные с обеспечением высокого качества и надежности, происходят на этих же стадиях жизненного цикла изделия. Эффект от затрат на обеспечение качества и надежности проявляется на этапе эксплуатации. Низкий уровень качества и надежности значительно увеличивает затраты на эксплуатацию за счет роста расходов на ремонт и обслуживание, увеличение необходимого парка и т.д. Вместе с тем достижение чрезмерно высокого на данном этапе развития машин и техники уровня качества и надежности также не всегда целесообразно, т.к. может потребовать чрезмерных дополнительных затрат, которые могут не окупиться в эксплуатации. Для каждого вида техники существует на данном этапе оптимальный уровень качества и надежности, повышающийся в соответствии с темпами научно-технического прогресса в данной области.

Между техническими и экономическими аспектами надежности существует прямая связь: чем ниже надежность изделий от оптимального уровня, тем могут быть выше убытки от его производства и эксплуатации; чем выше надежность, тем потенциально выше прибыль от производства и эксплуатации изделия, но тем выше затраты на обеспечение высокой надежности и необходимо достижение оптимального соотношения между уровнем надежности, затратами на ее обеспечение и уровнем прибыли.

Зависимость затрат при изготовлении C_1 и эксплуатации C_2 машины от вероятности безотказной работы $P(t)$ показана на рис. 1.

На рис. 2 представлено изменение экономической эффективности техники во времени, зависящей от затрат на разработку и изготовление C_1 (постоянных в эксплуатации) и затрат на эксплуатацию C_2 , возрастающих во времени, а так же при повышении ее надежности.

Эксплуатация техники дает экономический эффект C_3 .

Кривая суммарной эффективности $C'(t) = C_1 + C_2(t) + C_3(t)$ имеет максимум и два раза пересекает ось абсцисс t . Период, при котором $C_1 + C_2 = C_3$ соответствует сроку окупаемости и с этого момента получается прибыль. Однако, прибыль постепенно снижается из-за роста эксплуатационных расходов до $t = t_{\text{lim}}$, при котором вновь $C_1 + C_2 = C_3$ и дальнейшая эксплуатация будет приносить уже убытки.

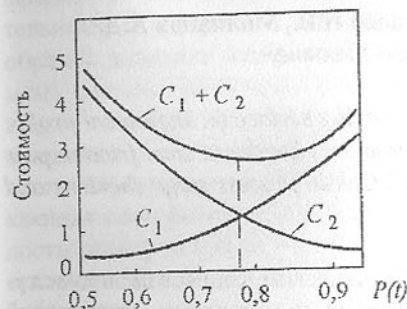


Рис. 1. Зависимость затрат при изготовлении C_1 и эксплуатации C_2 техники от вероятности безотказной работы $P(t)$.

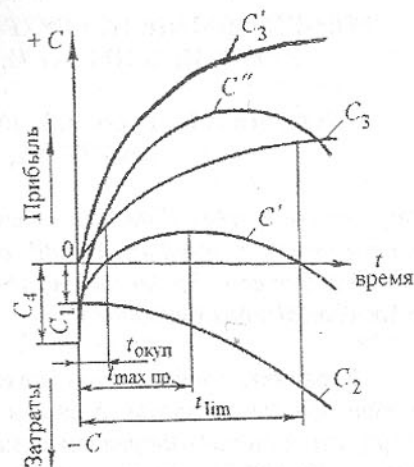


Рис. 2. Изменение экономической эффективности техники во времени и при повышении ее надежности.

Если для повышения надежности произвести доработку изделия (изменить конструкцию, либо материал, либо технологию изготовления и т.д.), то начальная стоимость возрастает до C_4 , а эффективность этого повышения надежности определится новым положительным эффектом от эксплуатации, например, по кривой C'' . В этом случае возрастает время эксплуатации и прибыль.

Экономическая оценка целесообразности инвестиций в проект повышения надежности техники должна предусматривать выбор наиболее рациональной системы обеспечения надежности из всех возможных вариантов, которая с наименьшими затратами дает наибольший суммарный эффект с учетом всех стадий жизненного цикла техники, т.е. должны быть сопоставлены дополнительные для повышения надежности затраты на исследование, расчеты, замену материала, совершенствование технологий

производства, испытания и доработку изделия, производство запчастей, гарантийное обслуживание в эксплуатации и т.п. с размером экономического эффекта от повышения надежности (увеличение продажной цены за качество, рост объема продаж, сокращение потерь в эксплуатации и т.п.) и выбран оптимальный вариант.

ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОКСИДНОЙ КЕРАМИКИ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ

Вяльцев Н.В., Гусев В.В., Киселева И.В., Молчанов А.Д.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Performed researches allow to assume the working surface technological profile in close proximity to balanced profile of ceramics - hardened steel friction pair at the stage of ceramics machining. This a break-in process stage shortens and tribotechnical indices enhance.

Керамика, занимая по физико-механическим свойствам промежуточное положение между горными породами и металлами, из-за своей твердости является материалом сложным в обработке. Получение качественных изделий из конструкционной керамики связано с решением ряда проблем на этапе получения заготовки и при механической обработке изделий. Наиболее эффективным способом съема материала в керамических заготовках является шлифование алмазным кругом [1, 2 и др.]. Особенностью алмазной обработки керамики по сравнению с шлифованием металлов являются большие припуски на первой стадии – черновом шлифовании. Припуски на чистовое шлифование вызваны необходимостью снять дефектный слой, возникающий на предыдущей стадии, а также приблизиться к точной геометрической форме.

К наиболее важным характеристикам поверхностного слоя керамики следует отнести шероховатость и глубину дефектного слоя [2]. Оба эти параметра напрямую влияют на такие эксплуатационные показатели, как износ трущихся пар, характеристики этапа приработки и коэффициент трения. Кроме следов от обработки, характеризующихся шероховатостью, поверхность керамики имеет микродефекты двух видов. Дефекты первого вида зависят от всех стадий заготовительной операции: синтеза материала, помола массы, прессования и спекания. Дефекты второго вида связаны с механической обработкой и возникают в результате хрупкого разрушения поверхностного слоя при алмазном шлифовании, влекущего за собой нарушения от деформации кристаллической решетки до вырыва отдельных

зерен. Оптимальным будет такой технологический процесс обработки, с точки зрения дефектности, при котором размеры и плотность дефектов второго вида не будут превышать соответствующие параметры дефектов первого вида.

Для исследования обработочной дефектности определяли глубину трещиноватого слоя, линейные размеры и плотность структурных и обработочных дефектов. Исследуемые образцы были выполнены в виде керамических втулок, которые обрабатывали шлифованием алмазными кругами по внутренней цилиндрической поверхности. Затем, из втулок вырезали фрагменты таким образом, чтобы обеспечить разные углы между касательными к внутренней поверхности и плоскостью резания. Полученные образцы доводили алмазными пастами по плоскости разрезания ($Ra \leq 0,1$ мкм), с целью исключения влияния дефектов образовавшихся при разрезании. Указанные фрагменты подвергали люминесцентному контролю. На очищенную исследуемую поверхность наносили люминесцентную жидкость ЛЖ-6А, имеющей первый порог чувствительности (высокая проникающая способность этой жидкости обеспечивает ее проникновение в полости размером менее 1 мкм). Затем, объект выдерживался в этой жидкости в течении 1 часа, т.е. времени достаточном для заполнения полости дефектов за счет капиллярных сил. После выдержки в жидкости ЛЖ-6А образец промывали в проточной воде и сушили в струе воздуха. Дальнейшее наблюдение образца проводили с помощью люминесцентного микроскопа серии «Люам» и ультрафиолетового дефектоскопа КД-31Л.

Для исследования влияния режимов шлифования и характеристик алмазного круга на величину шероховатости керамики Rz был поставлен полный факторный эксперимент. В качестве варьируемых факторов были выбраны: подача круга (S), скорость вращения детали (V), зернистость алмазного круга (d), выхаживание – количество проходов (n), пористость керамики (P).

В качестве материала для исследований была выбрана алюмооксидная керамика (Al_2O_3) пористостью 0,2% и 6,2%. Обработку производили на внутришлифовальном станке, алмазными кругами зернистостью 125/100 и 315/250 на металлической связке М1 марки АСВ. Перед шлифованием круг правился абразивными брусками. Скорость круга была равной 5,5 м/с. Скорость вращения детали изменялась от 14 до 64 м/мин, подача инструмента от 0,5 мм/с до 3,4 мм/с. В качестве СОЖ применялся 3-х процентный водный раствор кальцинированной соды. Шероховатость поверхности определяли по ГОСТ 2789-73 при помощи профилограф-профилометра модели 201 завода «Калибр».

Проведенные исследования дефектности необработанного образца (рис.1) показали, что структурные дефекты равномерно распределены по

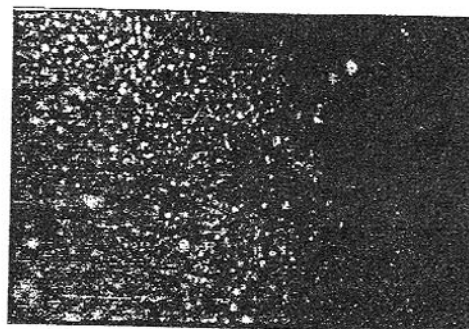


Рис. 1. Структурные дефекты керамического образца. Пористость 0,2%, УФ-излучение $\times 100$.

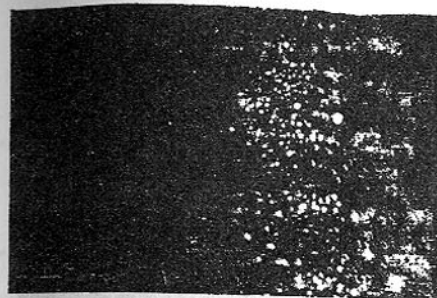
всему объему образцов и имеют линейные размеры для пористости 0,2% - 5 - 20 мкм и для пористости 6,2% - 30 - 50 мкм. Им соответствовала поверхностная плотность $17 \cdot 10^8$ и $2,4 \cdot 10^8 \text{ м}^{-2}$. После алмазного шлифования (рис.2) дефекты обработки практически неотличимы от общего фона структурной дефектности, однако поверхностная плотность превышает аналогичный показатель исходного материала. Разрушения имеют

вид упорядоченных каналов, состоящих из разрушенных микрообластей и ориентированных в направлении движения инструмента. При практически одинаковом размере обработочных дефектов можно выделить, для различных режимных параметров, глубину дефектного слоя. Так при обработке керамики с подачей инструмента 0,5 мм/с (рис.2а) глубина дефектного слоя составляет 50 мкм, в то время как при подаче 3,4 мм/с этот показатель возрастает до 80 мкм (рис.2б), что можно объяснить возрастанием сил резания и увеличением доли хрупкого разрушения в общем объеме диспергирования материала.

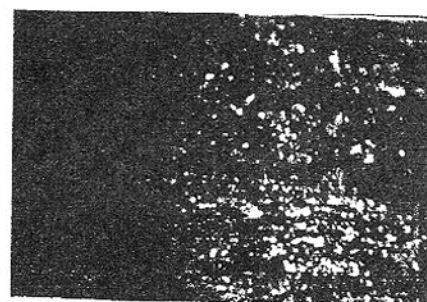
В результате проведенного эксперимента по исследованию влияния режимных параметров шлифования на шероховатость было получено уравнение регрессии для параметра R_z :

$$R_z = 10^{0,545} \cdot \frac{S^{0,3} \cdot d^{0,365} \cdot p^{0,146}}{V^{0,379} \cdot n^{0,326}}$$

Полученные результаты показывают примерно одинаковую степень влияния на шероховатость таких факторов как, подача круга, скорость вращения детали, зернистость круга, и количество ходов выхаживания. В то же время увеличение подачи инструмента, зернистости круга и пористости образца ведут к увеличению шероховатости обработанной поверхности минералокерамики. Очевидно, что уменьшение времени контакта круга с заготовкой за счет увеличения подачи инструмента приводит к росту параметра шероховатости. Этому же способствует и увеличение зернистости круга - уменьшение количества режущих кромок и возрастание размера зерна ведет к увеличению поперечного среза. Немного меньшее влияние оказывает пористость керамики. Исходная пористость керамики влияет на шероховатость поверхностного слоя через размер пор. С увеличением размера пор возрастает и шероховатость. К факторам которые позволяют сни-



а



б

Рис. 2. Распределение обработочных дефектов керамики при внутреннем алмазном шлифовании при подаче 0,5 мм/с (а) и 3,4 мм/с (б): пористость 0,2%, круг АМП 20х10х3х6 АСВ 125/100 МО4 100 - 7,2, УФ-излучение $\times 100$.

зять исследуемый параметр R_z можно отнести скорость вращения детали и количество проходов. И тот и другой фактор ведут к увеличению количества контактов алмазных зерен с обрабатываемым материалом. Графическое представление, с помощью поверхности отклика, наиболее влиятельных факторов на снижение шероховатости минералокерамики представлено на рисунке 3. Чем больше скорость вращения детали и меньше зернистость алмазного круга, тем меньше параметр шероховатости R_z . Рост первого и снижение второго фактора ведут к увеличению количества контактов зерен круга с керамическим образцом. Мелкозернистый круг, обладая более ровным режущим контуром, наносит на поверхность детали большее число мелких царапин, незначительно отличающихся по глубине. Высокая вероятность перекрытия поперечных срезов еще более способствует уменьшению их глубины.

Полученные результаты исследования образования обработочной дефектности позволяют сделать вывод о том, что при крутом внутреннем шлифовании керамики различной пористости существуют режимы резания при которых обработочная дефектность не превышает аналогичный параметр структурной дефектности. В то же время представляет интерес дальнейшее проведение исследований с целью определения степени влияния параметров дефектности на такой эксплуатационный показатель как износостойкость керамики. Проведенные ранее триботехнические испытания пары трения алюмооксидная керамика - закаленная сталь [3] показали, что в процессе работы этой пары происходит приработка поверхностных слоев трущихся тел и установление равновесной шероховатости в пределах $R_z = 0,6 - 1$ мкм. Полученные режимные параметры обработки керамики позволяют достичь параметр шероховатости $R_z = 2$ мкм, что значительно сокра-

Гавриш О.А. (ГНТЦ АСВ, г. Киев, Украина)

In this article the research results after grinding by cutting tools with polycrystall superhard materials and after polishing by superhard materials wheels of the details hardened by overlaying have been presented. The fields of the rational using and recommendations for application of the superhard materials tools for machining details with overlaying are presented.

Повышение износостойкости деталей является одной из наиболее актуальных задач машиностроения. Эта задача решается путем нанесения покрытий.

При обработке покрытий с твердостью HRC>45 наиболее эффективным инструментом в большинстве случаев являются резцы с пластинами из поликристаллических сверхтвердых материалов (ПСТМ) или алмазные шлифовальные круги. Однако работ по сравнительным исследованиям точения и шлифования инструментом из сверхтвердых материалов (СТМ) и разработки рекомендаций по определению областей рационального применения указанного инструмента в зависимости от конкретных условий и требований обработки не проводилось.

Для восстановления и упрочнения деталей металлургического оборудования, наибольшее распространение получили наплавка спеченной лентой ЛС-70Х3НМ, ЛС-5Х4В2М2ФС; наплавка порошком ПГСП-3, ПГСП-4, ПГСП-5 и порошковой проволоки ПП-3Х2В8.

При наплавке лентой ЛС-70Х3НМ твердость наплавленного слоя равна 54-56 HRC, при наплавке лентой ЛС-5Х4В2М2ФС - HRC 45-50.

При наплавке порошком ПГСП-3 твердость наплавленного слоя равна 47-52 HRC, ПГСП-4 - 54-59 HRC, ПГСП-5 - 60-62 HRC.

При наплавке порошковой проволоки ПП-3Х2В8 - 46-52 HRC.

Инструмент, оснащенный твердым сплавом, не позволяет производительно обрабатывать покрытия твердостью 40-60 HRC. При твердости покрытия в диапазоне 40-45 HRC их обработка твердосплавным инструментом затруднена, а при большей твердости практически не эффективна. Улучшить технико-экономические показатели обработки твердых наплавов и напылений можно за счет применения инструмента, оснащенного ПСТМ на основе кубического нитрида бора (КНБ).

Такой инструмент позволяет обрабатывать различные наплавленные инструмент напыленные покрытия. Наиболее работоспособными при точении покрытий являются поликристаллы композита 10Д, киборита и ни-

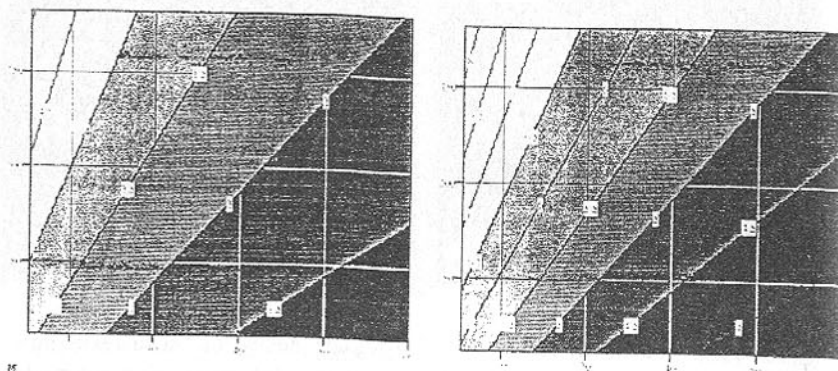


Рис. 3. Двумерные сечения поверхности отклика параметра шероховатости Rz, мкм: ось X - скорость вращения детали, м/мин; ось Y - зернистость алмазного круга (номинальный размер), мкм.

а - пористость керамики 0,2%, б - пористость керамики 6,2%.

Подача круга - 0,5 мм/с, количество проходов - 2.

Подача круга - 0,5 мм/с, количество проходов - 2. Однако, возможно введение дополнительной финишной обработки, например эластичным инструментом [4], что приблизит технологическую шероховатость к эксплуатационной.

Таким образом, проведенные исследования позволяют на этапе механической обработки минералокерамики задавать технологический профиль рабочей поверхности близкий к равновесному профилю пары трения керамика - закаленная сталь, что ведет к сокращению этапа приработки и улучшению триботехнических показателей.

Список литературы: 1. Скоростная алмазная обработка деталей из технической керамики. Под. ред. З.И. Кремня. - Л.: Маш., 1984. - 131с. 2. Алмазная обработка технической керамики / Д.Б.Ваксер, В.А.Иванов и др. - Л.: Маш., 1976. - 160с. 3. Гусев В.В., Молчанов А.Д. Влияние технологических и структурных факторов на триботехнические показатели минералокерамики /Проблемы повышения качества продукции. Сборник трудов 3-й Международной научно-технической конференции в г. Брянске 14-16 октября 1998г. - Брянск: БГТУ, 1998. - С.116 - 119. 4. Орап А.А., Крыль Я.А., Галков А.В., Иваненко А.А. Суперфиниширование технической керамики на основе карбидов и нитридов /Сверхтвердые материалы. - 1992, №3. - С.54-57.

борита. В зарубежной информации в этом направлении наиболее часто упоминаются пластины из амборита [1].

Резцы из указанных материалов позволяют удалять поверхностный слой покрытий, характеризующихся наличием значительных макроотклонений профиля, что, наряду с неоднородностью структуры и свойств, приводит к значительным динамическим нагрузкам на режущее лезвие инструмента.

Шлифование является основным методом чистовой обработки износостойких покрытий, особенно покрытий высокой твердости и при необходимости получения высокого качества поверхностного слоя [2].

При выборе режимов шлифования следует учитывать, что обработка покрытий отличается от обработки цельных материалов, имеющих аналогичный химический состав, что определяется наличием пористости напыленных материалов, особенностями металлургических процессов, происходящих при нанесении покрытий, прежде всего на границах покрытия, различной прочностью сцепления с подложкой и другими факторами.

Таким образом, выбор режимов шлифования и характеристик применяемого абразивного инструмента зависит от множества факторов и в каждом конкретном случае определяется индивидуально. Вместе с тем, опыт обработки износостойких покрытий позволяет сделать ряд общих рекомендаций по выбору абразивного материала для их эффективного шлифования.

Инструменты из СТМ, как шлифовальные, так и лезвийные, при обработке деталей с износостойкими покрытиями позволяют повысить производительность обработки и имеют существенно большую стойкость в сравнении со шлифовальными кругами из обычных абразивов и резцами из традиционных твердых сплавов.

Оба указанные преимущества могут быть учтены критерием эффективности процессов механической обработки деталей с покрытиями "К": для шлифования $K = (h_a / G_m) \cdot (G_m / h_a)_{\text{СТМ}}$; для точения $K = (h_z / QT) \cdot (QT / h_z)_{\text{СТМ}}$, где h_a - радиальный износ кругов за испытание; G_m - масса материала образца, сошлифованного за испытание; h_z - ширина фаски износа резца по задней поверхности за период стойкости; Q - производительность обработки; T - стойкость инструмента.

Индекс "СТМ" - показатели для инструмента из СТМ.

Предлагаемые критерии более информативны, чем традиционно используемые, особенно, когда сравниваются шлифовальные круги из различных абразивов.

Однако, для шлифования коэффициент "К" не учитывает габариты сравниваемых кругов, объема абразивного и алмазосодержащего слоя, стоимости кругов.

Для объективной оценки кругов предлагается использовать коэффициент " $K_{\text{см}}$ ", учитывающий их габариты и стоимость.

" $K_{\text{см}}$ " показывает во сколько раз себестоимость обработки единицы массы или объема покрытия для рассматриваемого круга ниже ($K_{\text{см}} > 1$), себестоимости обработки базовым кругом, т.е. $K_{\text{см}}$ показывает во сколько раз рассматриваемый круг эффективнее базового.

$K_{\text{см}} = K_v \cdot C_6 / C_i$, где C_6 и C_i - стоимости кругов (соответственно базового и рассматриваемого), грн.

K_v - показывает во сколько раз рассматриваемый круг снимает больше покрытия по сравнению с базовым до полного износа обоих кругов.

$K_v = G_0 \cdot V_i / V_6$, где V_i - полный объем рабочего слоя, рассматриваемого круга, мм³; V_6 - полный объем рабочего слоя, базового круга, мм³; G_0 - показывает во сколько раз меньше изнашивается (по объему рабочего слоя) рассматриваемый круг по отношению к базовому при съеме равных масс покрытия.

$G_0 = \Delta V_6 \cdot M_i / (\Delta V_i \cdot M_6)$, где ΔV_6 , ΔV_i - объемный износ режущего слоя круга (соответственно базового и рассматриваемого), мм³; M_6 , M_i - масса сошлифованного покрытия (соответственно базовым и рассматриваемым кругами), г.

В качестве инструментальных материалов резцов рассматривались ПСТМ на основе КНБ - композит 10Д, киборит, ниборит.

Работоспособность оценивалась по времени работы до достижения ширины фаски износа по задней поверхности резцов 0.4 мм. Наиболее работоспособными оказались резцы, оснащенные режущими пластинами из ПСТМ киборит. Стойкость инструмента из киборита составила 120 мин. Пластины Томил-10 отработали 85 мин., а композиты 10Д - 45 мин. Дальнейшее исследование проводилось с режущими пластинами из киборита.

С целью предварительного выбора характеристик алмазно-абразивного инструмента были проведены сравнительные исследования по оценке эффективности шлифования различных покрытий (табл. 1) алмазными кругами на металлической связке (АС6 160/125М М1-10-4 - круги №1) и органической связке (АС6 125/100М В2-01-4 - круги №2). За базовый принимается круг из электрокорунда (24А16НСМ27К6 - круги №3).

Как видно из табл. 1, для обработки покрытий на основе материалов ЛС-70ХЗНМ, ПГСП-4, ПГСП-5 наиболее эффективно использовать алмазные круги на металлической связке М1-10.

Наибольшее влияние на стойкость резцов имеют скорость резания и подача. Изменение глубины резания в условиях чистового прохода практически не влияет на работоспособность инструмента. Уменьшение глубины резания в пределах неровного дефектного поверхностного слоя наплавленного покрытия существенно снижает стойкость инструмента. В табл. 2

приведен результат исследования стойкости инструмента от условий точения.

Таблица 1

Эффективность шлифования покрытий различными шлифовальными кругами

№№ п/п	Материал покрытия	HRC	Номер круга	q , мг/г	G_0	K_v	K_{cm}
ЛС-5Х4В2М2ФС		45-52	1	0.17	93.6	8.89	0.25
			2	0.12	3.5	0.03	0.01
			3	-	1	1	1
ПП-3Х2В8		50-52	1	0.2	108.2	9.8	0.26
			2	0.41	3.9	0.3	0.02
			3	-	1	1	1
ЛС-70ХЗНМ		50-54	1	0.18	610.3	60.57	1.58
			2	0.72	21.3	1.67	0.08
			3	-	1	1	1
ПГСР-3		47-52	1	0.2	113.4	10.2	0.26
			2	0.49	4.9	0.4	0.02
			3	-	1	1	1
ПГСР-4		54-59	1	0.22	809.1	72.8	1.89
			2	0.58	22.1	1.9	0.07
			3	-	1	1	1
ПГСР-5		60-62	1	0.09	1146.9	103.2	2.79
			2	0.59	102.1	6.7	0.24
			3	-	1	1	1

Таблица 2

Стойкость инструмента при точении деталей с покрытиями

Материал покрытия	Режимы резания			Стойкость инструмента, мин.
	V , м/с	S , мм/об.	t , мм	
ЛС-70ХЗНМ	0.5	0.10	1.0	105
	1.0	0.10	1.0	125
	1.5	0.10	1.0	150
	2.0	0.10	1.0	95
	1.5	0.07	1.0	135
	1.5	0.15	1.0	120
	1.5	0.30	1.0	скол
	1.5	0.15	0.5	90
	1.5	0.15	1.5	120
	1.5	0.15	2.0	95
ПГСР-4	0.5	0.10	1.0	40
	0.75	0.10	1.0	50
	1.0	0.10	1.0	65
	1.5	0.10	1.0	45
	0.75	0.07	0.5	55
	0.75	0.10	0.5	50
	0.75	0.15	0.5	40
	0.75	0.10	0.5	65

При исследованиях варьировались три фактора: скорость детали (V , м/с); продольная подача (S , мм/об.) и глубина резания (t , мм).

Скорость детали изменялась в пределах 0.5÷2.0 м/с; продольная подача - 0.07÷0.3 мм/об.; глубина резания - 0.5÷2.0 мм.

На основании полученных данных можно рекомендовать следующие условия обработки:

а) для наплавки ЛС-70ХЗНМ: $S=0.1\div0.2$ мм/об.; $t=$ до 1.5 мм; $V=1.0\div1.75$ м/с;

б) для наплавки ПГСР-4: $S=0.07\div0.15$ мм/об.; $t=0.2\div1.0$ мм; $V=0.75\div1.25$ м/с.

При выполнении конкретной операции режимы следует корректировать. Производительность черновой обработки составляет:

а) для наплавки ЛС-70ХЗНМ - 10-20 см³/мин;

б) для наплавки ПГСР-4 - 5-10 см³/мин.

В табл. 3 приведены результаты шлифования покрытий алмазным кругом 1А1 200×10×5×76 с характеристикой АС6 160/125М-М1-10-4.

Таблица 3

Работоспособность алмазного круга при шлифовании покрытий

Материал покрытия	Режимы обработки			q , мг/г	K_{cm}
	V_d , м/мин	$S_{пр}$, мм/об.	S_n , мм/ход		
ЛС-70ХЗНМ	20	5	0.005	0.19	1.42
	25	6	0.007	0.18	1.58
	30	6	0.008	0.2	1.29
ПГСР-4	20	5	0.005	0.22	1.77
	25	6	0.007	0.21	1.89
	30	6	0.008	0.23	1.56
ПГСР-5	20	5	0.005	0.11	2.32
	25	6	0.007	0.09	2.79
	30	6	0.008	0.12	2.15

Скорость круга по результатам проведенных исследований должна составлять 25-30 м/с.

На основании полученных данных можно рекомендовать следующие режимы шлифования:

$V_d=23\div27$ м/мин., $S_{пр}=5\div6$ мм/об., $S_n=0.006\div0.008$ мм/ход.

Обработка должна производиться с охлаждением. Производительность чернового шлифования наплавки для кругов высотой 40 мм составит 1.8÷5.6 см³/мин.

Достижение требуемого качества обработанной поверхности покрытий является более сложной задачей в сравнении с закаленными сталями и чугунами. Это определяется структурой и свойствами покрытий, обуславливающими повышенную динамичность процесса резания. Переменность припуска на обработку приводит к росту волнистости и снижает точность обработки наплавленных деталей.

После первого прохода инструмента практически не возможно обеспечить требуемые показатели шероховатости обработанной поверхности. Для этого необходимо производить обработку как минимум в два прохода.

Большое значение на шероховатость поверхности оказывает качество наплавленного слоя и жесткость металлорежущего оборудования.

На рекомендованных выше режимах точения достигается следующая шероховатость обработанной поверхности:

а) для наплавки ЛС-70ХЗНМ: $R_a=0.7 \div 1.25$ мкм,

б) для наплавки ПГСР-4: $R_a=0.7 \div 1.5$ мкм.

Для снижения шероховатости до $R_a=0.2 \div 0.4$ мкм необходимы специальные мероприятия, например, изменение конструкции инструмента.

На рекомендованных выше режимах шлифования достигается следующая шероховатость обработанной поверхности:

а) для наплавки ЛС-70ХЗНМ: $R_a=0.8 \div 1.5$ мкм,

б) для наплавки ПГСР-4: $R_a=0.7 \div 1.3$ мкм,

в) для наплавки ПГСР-5: $R_a=0.6 \div 1.2$ мкм.

Для уменьшения шероховатости ниже указанных значений можно рекомендовать увеличение времени выхаживания, уменьшение зернистости кругов, а также применение кругов на органической связке (например, В2-01) для чистовой обработки.

Области рационального использования алмазных шлифовальных кругов и резцов из ПСТМ можно определить в зависимости от твердости наплавки, габаритов детали (длина пути резания), структуры покрытий и др.

При обработке крупногабаритных деталей с длиной пути резания близкой или большей длины пути резания инструмента из ПСТМ до переточки необходимо использовать алмазные шлифовальные круги, по крайней мере для чистовых проходов.

При обработке деталей с твердостью HRC > 60, а также при наличии в обрабатываемом материале значительных по объему структурных включений высокой твердости HRC > 60 (при меньшей общей твердости наплавки) использование резцов из ПСТМ нецелесообразно в связи с возможным отжимом резца и нарушением точности размеров.

Список литературы: 1. Structure, Properties and Applications of Polycrystalline Cubic Boron Nitride//De Beers Industrial Diamond Division (PLY) Ltd. Ascot. Berkshire, England, 1986. 2. Сидоров А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой.-М.: Машиностроение, 1987.-192 с.

К ВОПРОСУ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНОГО ДАТЧИКА ДЛЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ЧАСТИ АБС

Гецович Е.М., Волонцевич Д.О. (ХГПУ, г. Харьков, Украина)

In this article the problem of choice of wheel gauge design data for ABS measuring part is considered.

Основной исходной информацией для оценки динамического состояния колеса является сигнал, пропорциональный угловой скорости колеса. Для получения этого сигнала используют различные типы встроенных в колесо датчиков, а также различные способы последующей обработки сигналов этих датчиков. В качестве дополнительной информации используют сигналы датчиков скорости и продольного замедления автомобиля или сигналы, полученные путем косвенной оценки величин этих параметров. Ниже рассмотрены простейшие, наиболее широко применяемые датчики и способы обработки их выходных сигналов.

Тяжелые условия работы встроенных в колесо датчиков и весьма высокие требования к их конструктивной и параметрической надежности обусловили возможность применения в АБС только бесконтактных датчиков, из всего многообразия которых наиболее широкое применение получили индукционные датчики, что объясняется их простотой и сравнительно низкой стоимостью.

На рис.1 показаны конструктивные схемы и основные геометрические параметры индукционных датчиков. Они состоят из ротора 1, выполненного из намагничиваемого материала в виде диска с размещенными равномерно по его периферии зубцами, и статора, содержащего магнитный сердечник 2 и катушку 3. Ротор крепится к колесу (тормозному диску или барабану), а статор устанавливается на опорном диске или скобе тормозного механизма. В датчиках, работающих на принципе индукторного генератора (генераторных), магнитный поток создается за счет использования сердечника с большой коэрцитивной силой (постоянного магнита - рис.1а), либо возбуждается дополнительной катушкой, подключенной к источнику постоянного тока (рис.1б). Существуют датчики, работающие по принципу трансформатора с переменной магнитной проводимостью. Конструктивно такой датчик соответствует схеме рис.1б, но дополнительная катушка подключается к источнику переменного напряжения, частота которого выше промышленной, что повышает разрешающую способность по времени. Трансформаторные датчики не нашли применения из-за необходимости установки на автомобиль дополнительного источника питания.



Рис. 1. Конструктивные схемы индукционных датчиков: а – с постоянным магнитом; б – с электрическим намагничиванием; в – геометрические параметры датчиков

Для выявления оптимального соотношения указанных геометрических параметров были выполнены

экспериментальные исследования датчиков генераторного типа с электрическим намагничиванием.

Из графиков рис.2а,б видно, что изменение суммарного зазора $\Delta = \Delta' + \Delta''$ от 1 до 2,5 мм приводит к снижению амплитуды выходного сигнала приблизительно в два раза. Следовательно, зазор в колесном датчике целесообразно устанавливать минимальным для обеспечения максимальной амплитуды сигнала. При этом надо учитывать, что минимальный зазор ограничен биением ротора, обусловленным зазором в подшипниках ступицы колеса. В связи с этим зазор должен быть заведомо больше величины биения ротора с учетом увеличения биения в процессе эксплуатации автомобиля.

Существенное влияние на амплитуду выходного сигнала датчика оказывает соотношение b_c/b_{II} (см. рис.2б,в). Оптимальная величина этого соотношения находится в диапазоне 0,8...0,9. Его увеличение от 0,85 до 1,05 снижает амплитуду сигнала почти в три раза. Это обстоятельство следует учитывать при унификации датчиков для различных типов автотранспортных средств. Например, строительные объемы, в которых могут быть размещены датчики, существенно различны для грузовых и легковых автомобилей, что при равенстве числа зубцов (а это необходимо для унификации управляющих блоков) обуславливает значительные различия в размерах пазов. Это делает невозможной унификацию датчиков для всех категорий автомобилей, но в пределах одной категории такая унификация возможна.

На амплитуду выходного сигнала датчика существенное влияние

оказывает мощность, потребляемая дополнительной катушкой. Однако надо учитывать, что максимальная мощность ограничена термостойкостью изоляционного материала катушки. На рис.2г показано изменение температуры внутри катушки возбуждения при различной потребляемой мощности. Из графиков видно, что только при $N=3,6$ Вт (кривая 5) стабилизация температуры наступает при приемлемых ее значениях. При мощности $N=6$ Вт стабилизация наступает при $t=100^\circ\text{C}$, а при $N=8,4$ Вт температура вообще не стабилизируется. В процессе проведения экспериментов в этом случае наблюдалось выгорание изоляционных слоев катушки, что приводило к отказу датчика.

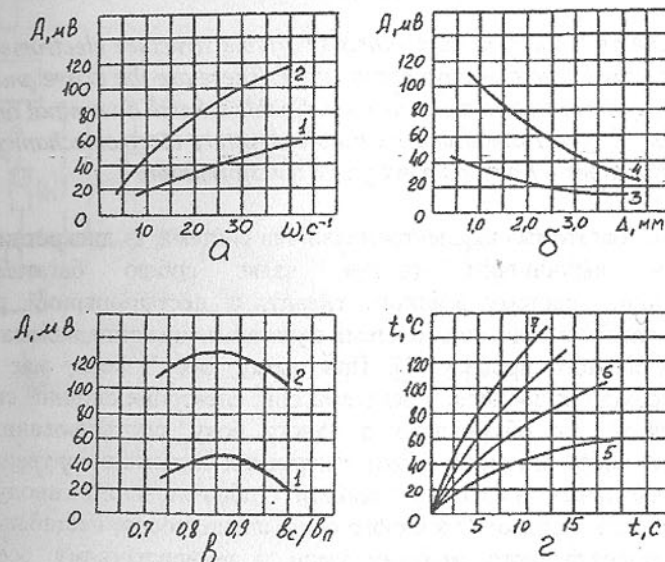


Рис. 2. Экспериментальные характеристики генераторного датчика: 1 – при $\Delta=2,5$ мм; 2 – $\Delta=1$ мм; 3 – при $b_c/b_{II}=1,05$; 4 – $b_c/b_{II}=0,85$; 5 – при $N=3,6$ Вт; 6 – $N=6$ Вт; 7 – $N=8,4$ Вт.

В целях повышения точности измерения число зубцов ротора стремятся выбирать как можно большим. Опыт разработки АБС зарубежными фирмами показывает, что оптимальное число зубцов ротора находится в диапазоне 90...150. В связи с этим направление создания помехоустойчивых АБС за счет оборудования их помехоустойчивыми датчиками, построенными на принципе "не более одного совпадения" или с использованием кода Баркера и т.д., представляется ошибочным, поскольку выходной сигнал таких датчиков содержит на порядок меньше импульсов на один оборот колеса.

Последующая обработка выходного сигнала колесного датчика зависит от способа обработки информации в электронном управляющем блоке АБС.

СИНТЕЗ ОРГРАФУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ БАГАТОМАСОВОЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЗМІННОГО СКЛАДУ З ГРУПОВИМ ПРИВОДОМ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ

ГЛАДЧУК Є.О. (ДонДУЕТ, м. Донецьк, Україна)

There is a scheme of the general multimass variable structure electromechanical system with the group executive organs drive. There are the active and reactive ties between the structure elements on it. By this scheme a terminal orgraph is to create for the general multimass variable structure electromechanical system with the Rosenber – Karnopp bond graph transformation.

Будь-яка багатомасова електромеханічна система, із дискретним або безперервним виробничим циклом, являє собою багатомасову електромеханічну систему змінного складу, а нестационарний режим експлуатації такої технологічної системи є узагальненим випадком за будь-якого технологічного процесу [1]. При цьому, обов'язково, має місце наявність перехідних процесів у багатомасовій електромеханічній системі змінного складу, що обумовлено: з одного боку, спотворюванням за амплітудою та часом активних зв'язків генеруємих системою керування під впливом реактивних зв'язків у ланцюзі "оброблюваний продукт – виконавчий орган – привод"; з іншого боку, співвідносно, нестабільністю внаслідок встановлення межових умов у технологічному осередку "оброблюваний продукт – виконавчий орган".

На рисунку 1:

A – оброблюваний продукт;

B – виконавчі органи та їх привод;

C – система керування;

$i \geq 1$ – кількість елементарних структурових складових багатомасової електромеханічної системи змінного складу;

I_i – момент інерції елементарної структурової складових багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів;

$\Delta i, i+1$ – люфт у елементарній структуровій складовій багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів;

$H_{i,i+1}$ – пружньо – в'язке демпферування у елементарній структуровій складовій багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів;

$C_{i,i+1}$ – жорсткість елементарної структурової складових багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів.

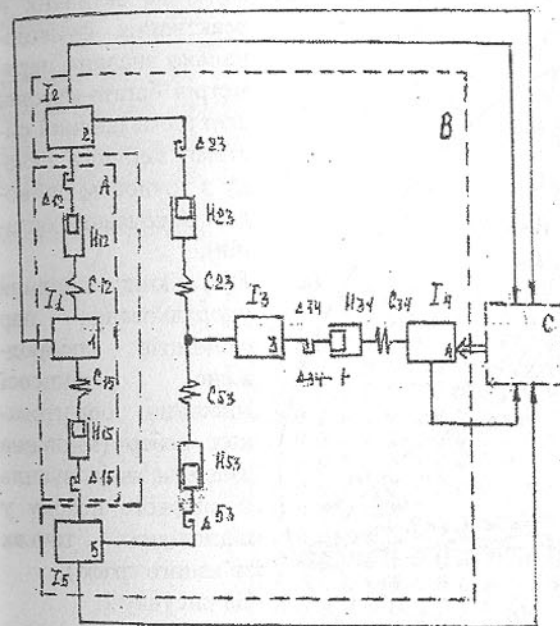
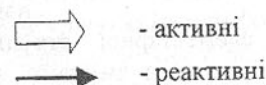


Рис. 1. Схема узагальненої багатомасової електромеханічної системи з груповим приводом виконавчих органів.

Зв'язки:



Згідно рис.1, наявність групового приводу виконавчих органів обумовлює жорстке силове замикання ланцюга "оброблюваний продукт (1) – виконавчий орган (2) – трансмісія приводу (3) – виконавчий орган (5) – оброблюваний продукт (1)", що додатково суттєво спотворює, як за амплітудою, так й за часом вплив активних зв'язків генеруємих системою керування. Це – особливість групового приводу виконавчих органів, що й обумовлює переваження трансмісії багатомасової електромеханічної системи змінного складу за нестационарного режиму її експлуатації.

У загальному випадку, для будь-

якої багатомасової системи незалежно від її якісного та кількісного складу, можливого виконати формалізований опис перехідних процесів у

вигляді опису, активних й реактивних функціональних зв'язків зв'язного графа згідно запису Розенберга – Карноппа [2] із подальшою трансформацією цього зв'язного графа у кінцевий оргграф [2]. Для узагальненої системи змінного складу з груповим приводом виконавчого органу ця трансформація приведе до синтезу кінцевого оргграфа (рис.2)

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

де $V(n)$ – непорожня кінцева множина вершин (множина активних й реактивних функціонально значущих параметрів багато-масової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів);

$E(n)$ – кінцева родина упорядкованих пар елементів непорядкованої кінцевої множини орієнтованих ребер (множина взаємозв'язків зусиль й силового потоку у відповідних точках зв'язного графа).

На рисунку 2:

t_i – орієнтоване ребро оргграфа для опису взаємозв'язку зусиль й силовий потік у точці зв'язного графа;

m_i ; $\delta_{i,i+1}$; $h_{i,i+1}$; $s_{i,i+1}$; – вершини кінцевого графу;

Рис.2. Оргграф перехідних процесів узагальненої багатомасової електромеханічної системи з груповим приводом виконавчих органів.

m – призведена маса елементарної структурової складових багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів;

δ – люфт у елементарній структуровій складовій багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів за конкретних умов режиму експлуатації;

h – демпфірування у елементарній структуровій складовій багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів за конкретних умов режиму експлуатації;

s – жорсткість елементарної структурової складових багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів за конкретних умов режиму експлуатації;

$i \geq 1$ – кількість елементарних сепаративних елементів кінцевого оргграфа [4], для кінцевого оргграфа перехідних процесів узагальненої багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів можливо з'ясувати матрицю сумісності. Для кінцевого оргграфа (рис.4)

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

множиною вершин $\{V_1, V_2, \dots, V_{20}, V_{21}\}$ матриця сумісності має вигляд:

1	2	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	2	0
1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Таким чином, синтез оргграфу перехідних процесів багатомасової електромеханічної системи змінного складу з груповим приводом виконавчих органів можливо виконати формалізованим описом перехідних процесів у вигляді опису активних й реактивних функціональних зв'язків графа згідно запису Розенберга-Карноппа із подальшою трансформацією цього зв'язного графа.

Список літератури.: 1. Гладчук Є. Динаміка перехідних процесів багатомасової електромеханічної системи змінного складу. //2-й міжнародний симпозіум українських інженерів – механіків у Львові. - Львів: Львівська політехніка, 1995.- с.66-67. 2. Brown F.T. Direct Application of the Engineering System / Ed. by Karnopp D. and Rosenberg R. Analysis and simulation of multiport system.- Cambridge: M.I.T. press, 1968. - 192p. 3. Зыков А.А. Теория конечных графов. - Новосибирск: НЦ АН СССР, 1969.- 246с.

МОДЕЛЬ ДЛЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЗАЗОРАМИ И ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

ГОГАЙЗЕЛЬ А.В., КРАВЧЕНКО А.П.
(ХГАДТУ, г. Харьков; ВУГУ, г. Луганск, Украина)

Considered model with the nonlinear feature of acerbity single toothed pair for the analysis of contact interaction of its elements with free geometry of surfaces.

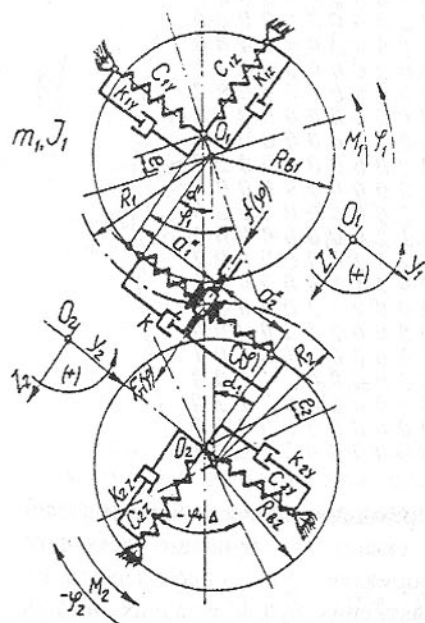


Рис.1. Модель колебательной системы

Упреждение внезапной потери работоспособности транспортных машин из-за аварийных поломок зубчатых колес приобрело особую актуальность. Резко повысило "цену" внезапных отказов усложнение конструкции механизмов, повышение требований экологической и промышленной безопасности работы подвижного состава. Однако, накопленный арсенал моделей зубчатых передач практически неэффективен для формализованного описания повреждения зубьев на ранней стадии их развития. Модели для прогноза катастрофы гомеостата зацепляющихся зубьев и анализа деградационных процессов в редукторе отсутствуют [1].

Зубчатая передача (вращающиеся массы m_1 и m_2 ; $M_1(\varphi)$ и $M_2(\varphi)$ - крутящие моменты) моделируется колеба-

тельной системой (см. рис.1, где $C_{1,2y}$ и $C_{1,2z}$, $C(\varphi, y(\varphi))$ - жесткости опор и зацепления с коэффициентами $k_{1,2y}$ и $k_{1,2z}$), в которой функция $f_n(\varphi)$ отражает величину износа зубьев по толщине, дефекты шага, вызванные неравномерным износом, с периодичностью, равной угловой частоте $\omega_c = \omega(z/\kappa)$, где z - число зубьев колес, κ - постоянная. $F_T(\varphi)$ - результирующая сил сопротивления, вызванных выкрашиванием. Эта сила возникает при проскальзывании зацепляющихся профилей зубьев и является одним из основных источников вибрации. По характеру её величина периодически переменная во времени и по направлению в зависимости от скорости проскальзывания профилей $V_1(\varphi)$ - $V_2(\varphi)$, а также

$$\dot{Z}_1(f) - \dot{Z}_2(\varphi): F_T(\varphi) = f \text{sgn}(V_1 - V_2) = f P_v(\varphi, y(\varphi)) y(\varphi),$$

где $P_v(\varphi, y(\varphi))$ - функция жесткости зубьев;

$y(\varphi)$ - деформация зубьев;

f - коэффициент трения.

На основе анализа энергетического баланса колебаний силу F_T , создаваемую дефектами, выразили уравнением:

$$F_T(t) = \frac{J(t)_{np}}{R\epsilon_2} \left\{ \left(i + \frac{e_1}{R\epsilon_{1,2}} \cos \varphi_1 \right) \frac{M_1(t)}{J_{01}} \pm \left[1 + \frac{e_2}{R\epsilon_2} \cos(\Delta - \varphi_2) \right] \frac{M_2(t)}{J_{02}} \right\}.$$

Определяющим для диагностической нагрузки, а значит и для колебаний зубьев колес, является временное изменение относительного движения.

С учетом этого функция $G(\tau^*)$, отражающая источник возбуждения колебаний системы, порождаемых локальными дефектами и состояниями зубьев, модулируется уравнением:

$$G(\tau^*) = \sum_{j=0}^{\infty} (\bar{a}_j \cos j\tau^* + \bar{b}_j \sin j\tau^*) = \left(\frac{P}{\Omega_0} \right)^2 \frac{F(\tau)}{m_{np}} + q^2 f''(\tau^*) - q^2 e_1 \frac{P^2}{Z_1^2} \sin \frac{P}{Z_1} \tau^2 - q^2 e_2 \frac{P^2}{Z_2^2} \sin \left(\frac{P}{Z_2} \tau - \Delta \right),$$

в котором колебания системы, порождаемые дефектами зубьев, учитываются первым и вторым членом функции, влияние эксцентриситета и угла сдвига фаз Δ исчисляется в третьем и четвертом членах.

Анализ моделирования показал, что параметрические члены колеблются в зависимости от частоты зацепления ω_c ; частоты членов функции $G(\tau^*)$, порождаемые дефектами и повреждениями зубьев, отличаются от частоты зацепления и могут принимать значения ω_c^{P-1} , где $P > 1$, $P < 1$. Сле-

довательно, диагностическими индикаторами скрытых повреждений и дефектов зубьев колес являются зависимости энергии вибрации установленного частотного диапазона, изменение которой позволяет однозначно сделать выводы об их месте, характере и причине.

Список литературы: 1. Гогайзель А.В., Кравченко А.П. Диагностические модели управления работоспособностью автомобилей // Пути совершенствования технической эксплуатации и ремонта машин АТК: Тез. докл. Междунар. научн.-практ. семинара. Владим.гос.ун.-т. Владимир, 1997.С.60.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ЛОКАЛЬНО НАГРЕТЫХ ОРТОТРОПНЫХ ПЛАСТИН

Гольцев А.С. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

The thermoelasticity task for orthotropic plate under the action of local heat load was considered. The results of numerical investigations are presented.

Модель локального нагрева источниками тепла широко используется при изучении различных технологических процессов [1]. В предлагаемой работе решена задача о локальном нагреве ортотропных пластин в случае произвольного теплообмена с окружающей средой.

Рассмотрим тонкую ортотропную пластину толщиной $2h$, находящуюся в тепловом контакте с внешней средой нулевой температуры. Пластина нагревается источниками тепла объемной плотности W_0 , которые распределены равномерно по толщине пластины. Введем безразмерную систему координат $x_i (i = \overline{1,3})$, определенную с точностью до величины h . Тогда уравнения теплопроводности ортотропных пластин, учитывающие конвективный теплообмен по закону Ньютона, будут иметь вид [2]

$$\Delta_x T_1 - \mu_1 T_1 - \mu_2 T_2 = -W_1; \quad \Delta_x T_2 - 3(1 + \mu_1)T_2 - 3\mu_2 T_1 = 0, \quad (1)$$

где

$$\Delta_x = \frac{\lambda_{11}}{\lambda_{33}} \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} + \frac{\lambda_{22}}{\lambda_{33}} \frac{\partial^2}{\partial x_2^2}; \quad \mu_{1,2} = \frac{1}{2} (Bi^+ \pm Bi^-); \quad W_1 = \frac{1}{2\lambda_{33}} \int W_0 dx_3;$$

T_1, T_2 - интегральные характеристики температуры, средняя температура и температурный момент; W_1 - плотность источников средней температуры; $Bi^\pm$ - критерий Био на поверхностях $x_3 = \pm 1$; $\lambda_{11}, \lambda_2, \lambda_{33}$ - главные коэффициенты теплопроводности.

Система уравнений термоупругости ортотропных пластин с учетом гипотез Кирхгофа-Лява записываются следующим образом [2]:

$$\begin{aligned} B_1 \frac{\partial^2 U_1}{\partial x_1^2} + B_3 \frac{\partial^2 U_1}{\partial x_2^2} + B_4 \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_1 \partial x_2} &= \beta_1 \frac{\partial T_1}{\partial x_1}; \\ B_3 \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_1^2} + B_2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_2^2} + B_4 \frac{\partial^2 U_1}{\partial x_1 \partial x_2} &= \beta_2 \frac{\partial T_1}{\partial x_2}; \\ D_1 \frac{\partial^4 U_3}{\partial x_1^4} + D_3 \frac{\partial^4 U_3}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + D_2 \frac{\partial^4 U_3}{\partial x_2^4} &= -\beta_1^0 \frac{\partial^2 T_2}{\partial x_1^2} - \beta_2^0 \frac{\partial^2 T_2}{\partial x_2^2}. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь U_i - перемещения вдоль координатных осей x_i ; $B_j, D_j, \beta_j, \beta_j^0$ - термоупругие параметры, значения которых приведены в работе [3]. После решения уравнений (2) по известным формулам [2] находятся нормальные и касательные усилия N_1, N_2, S с точностью до Eh ($E = \sqrt{E_1 E_2}$, где E_1 и E_2 - модули Юнга для главных направлений), а также изгибающие и крутящий моменты M_1, M_2, H с точностью до Eh^2 .

Пусть источники средней температуры распределены произвольным образом по области Ω . Тогда для определения напряженного состояния пластины в окрестности участка нагрева используем формулу свертки

$$P_i(\vec{r}) = \int_{\Omega} Q_i(\vec{r} - \vec{r}') W_1(\vec{r}') d\Omega \quad (i = \overline{1,6}), \quad (3)$$

где P_i - внутренние силовые факторы; Q_i - соответствующие компоненты фундаментального решения; $\vec{r}, \vec{r}'$ - вектора текущей точки и точки интегрирования. Фундаментальное решение представляет собой частное решение системы (1), (2) с правой частью в виде двумерной δ -функции Дирака в уравнениях теплопроводности (1). Это решение представлено в работе [3]. В общем виде оно записывается в полярной системе координат r, φ следующим образом:

$$P_i(r, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_{ni} f_{ni}(\varphi) \int_0^{\pi/2} R_i(\theta) F_{ni}(r, \theta) f_{ni}(\theta) d\theta \quad (i = \overline{1,6}). \quad (4)$$

Здесь ε_{ni} - числовые константы; f_{ni} - $\sin$ или $\cos$ кратного аргумента; R_i - рациональные выражения от тригонометрических функций, содержащие термоупругие параметры пластины; F_n - полиномы специальной функции $G_{n,v}(z)$. Для нормальных усилий решение (4) при $r \rightarrow 0$ имеет асимптотическое поведение в виде $\ln r$.

Описанная математическая модель использована для исследования локального нагрева ортотропных пластин с помощью простой горелки. Рассматривая пламя простой горелки как нормально-круговой источник

тепла [1], принимаем нормальный закон распределения теплового потока в пламени горелки и соответственно с этим нормальный закон распределения плотности источников средней температуры

$$q(r) = q_0 \exp(-kr^2); \quad W_1(r) = W_1^* \exp(-kr^2),$$

где q - удельный тепловой поток пламени; $q_0 = q(0)$; $W_1^* = W_1(0)$; k - коэффициент сосредоточенности, характеризующий форму кривой нормального распределения.

Численные исследования проведены для ортотропной пластины, термомеханические параметры которой приведены в работе [3]. Радиус пятна нагрева принимался равным единице при $k=2$ и $W_1^* = 1^\circ K$.

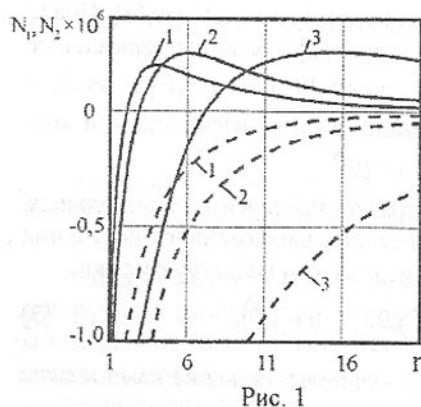


Рис. 1

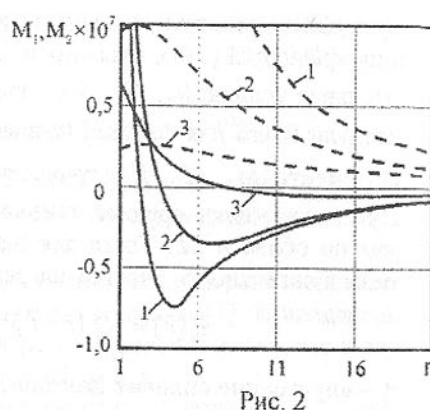


Рис. 2

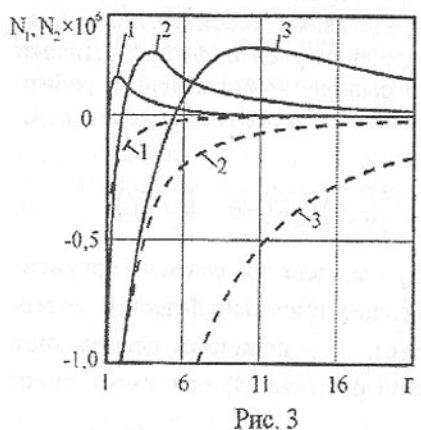


Рис. 3

На рис. 1, 2 представлены зависимости значений усилий N_1 (пунктирные линии), N (сплошные линии) и моментов M_1 (пунктирные линии), M_2 (сплошные линии) от радиальной координаты r вдоль оси x_1 ($\varphi = 0$) при одностороннем теплообмене ($Bi^+ = Bi$, $Bi^- = 0$). На рис. 3 приведены аналогичные графики для усилий в случае симметричного теплообмена ($Bi^+ = Bi^- = Bi$). Цифрами 1, 2, 3 на всех графиках обозначены кривые, соответствующие значениям

параметра Bi 10; 1; 0,1. Из графиков следует, что характер и интенсивность теплообмена существенно влияет на термоупругое состояние локально нагретых ортотропных пластин.

Список литературы: 1. Рыкалин Н.Н. Расчеты тепловых процессов при сварке. - М.: Машгиз, 1951. - 296 с. 2. Подстригач Я.С., Коляно Ю.М. Неустановившиеся температурные поля и напряжения в тонких пластинках. - К.: Наук. думка, 1972. - 308 с. 3. Гольцев А.С. О действии сосредоточенного источника тепла в ортотропной пластинке при произвольном теплообмене // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов: В 3-х томах. Т.1. - Донецк: ДонГТУ. Вып.6, 1998. - С. 197-200.

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОТДЕЛОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Горецкий Г.В. (филиал ДонГТУ, г. Красноармейск, Украина)

In various cases the evenness and contact spot are main factors in a gearing work. There are finishing operations for it. But these processing methods do not allow to remove the factor of shaft misalignment in full. This article deals with the analytical estimation of the shaft misalignment. It proposes the basis for the provision of the gearing space modification.

Скоростные передачи в зубчатых механизмах работают при скоростях до 120 м/с и достаточно больших мощностях, что предъявляет повышенные требования к передаче по плавности в работе и контакту зубьев.

Для обеспечения указанных требований применяется чистовая обработка зубьев. Однако существующие методы обработки не позволяют в полной мере устранить погрешности, вызванные возможными перекосами осей зубчатых колес. В настоящей работе сделана попытка оценить величину указанных погрешностей и обосновать необходимость пространственной модификации зубчатых колес.

При изготовлении и сборке про-

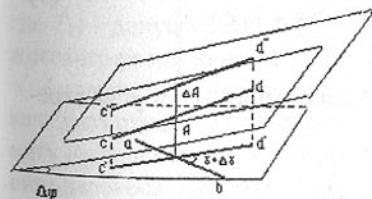


Рис.1. Погрешности расположения осей зубчатых колес.

пространственного зубчатого механизма имеют место погрешности, вызванные отклонениями от межосевого расстояния осей ΔA , отклонением от параллельности осей колеса и шестерни $\Delta \varphi$, отклонением от расчетного угла скрещивания осей $\Delta \gamma$.

Погрешности показаны на рис.1, где ab и cd – оси колеса и шестерни.

Определим величину суммарной погрешности исходя из того, что в ряде пространственных зацеплений касание поверхностей является точечным [1]. Найдем зависимость между радиус – векторами точки касания при неподвижных ведомом и ведущем звеньях для случаев идеального (рис.2), когда погрешности отсутствуют, и при наличии погрешностей (рис.3).

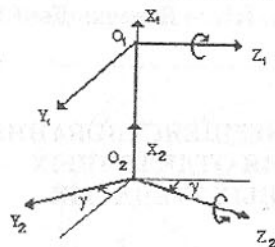


Рис.2. Идеальный случай расположения осей.

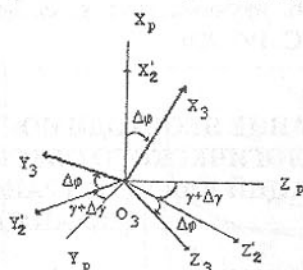


Рис.3. Реальный случай расположения осей.

В идеальном случае при передаче вращения между перекрещивающимися осями O_1Z_1 и O_2Z_2 имеет место угол скрещивания γ . Тогда радиус – вектор точки касания плоскостей в системе $O_2Y_2Z_2X_2$ запишется в виде произведения двух матриц: M_{21} – матрица перехода от системы $O_1Y_1Z_1X_1$ к системе $O_2Y_2Z_2X_2$ и r_1 – матрицы радиус-вектора точки касания в системе $O_1Y_1Z_1X_1$:

$$r_2 = M_{21} \cdot r_1 \quad (1)$$

$$\text{или: } r_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & A \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_1 + A \\ Y_1 \cos \gamma - Z_1 \sin \gamma \\ Y_1 \sin \gamma + Z_1 \cos \gamma \\ 1 \end{pmatrix}$$

При наличии погрешностей межосевого расстояния ΔA и угла скрещивания $\Delta \gamma$ уравнение (1) примет вид:

$$r_2 = \begin{pmatrix} X_1 + A + \Delta A \\ Y_1 \cos(\gamma + \Delta \gamma) - Z_1 \sin(\gamma + \Delta \gamma) \\ Y_1 \sin(\gamma + \Delta \gamma) + Z_1 \cos(\gamma + \Delta \gamma) \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

При наличии погрешности перекося осей матрица перехода имеет вид:

$$M_{32'} = \begin{pmatrix} \cos \Delta \varphi & 0 & \sin \Delta \varphi & 0 \\ \sin \Delta \varphi & \cos \Delta \varphi & 0 & 0 \\ -\sin \Delta \varphi & 0 & \cos \Delta \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

Тогда радиус–вектор точки касания поверхностей в системе $O_3Y_3Z_3X_3$ определим по формуле:

$$r_3 = M_{32'} \cdot r_2' \quad (4)$$

Для радиус–вектора r_2 в системе $O_3Y_3Z_3X_3$ выражение примет вид:

$$r_3' = M_{32'} \cdot r_2 \quad (5)$$

Пренебрегая величинами второго порядка малости и считая, что $\cos \gamma \approx 1$; $\cos \Delta \varphi \approx 1$, погрешности определим как алгебраическую разность соответствующих координат:

$$\begin{aligned} \Delta X &= X_3 - X_3' = \Delta A + Y_1(\sin \gamma \cos \gamma) \Delta \varphi + Z_1(\cos \gamma + \sin \gamma) \Delta \varphi \\ \Delta Y &= Y_3 - Y_3' = -(Y_1 \sin \gamma + Z_1 \cos \gamma) \gamma - 2Z_1 \gamma \\ \Delta Z &= Z_3 - Z_3' = (Y_1 \cos \gamma - Z_1 \sin \gamma) \gamma \end{aligned} \quad (6)$$

Погрешность ΔA устраняем изменением межосевого расстояния детали и инструмента (например, шевера). Остальные погрешности можно устранить пространственной модификацией зубьев шестерни (колеса), повернув ось шевера по отношению к оси обрабатываемой детали под углами $\gamma + \Delta \gamma$; $\Delta \varphi$.

Величину допускаемых значений погрешностей можно оценить по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta \gamma &= \arctg \frac{T_{11}}{L} \\ \Delta \varphi &= \arctg \frac{T_{f\alpha}}{L} \end{aligned} \quad (7)$$

где T_{11} – допуск параллельности осей по ГОСТ 24643-81; $T_{f\alpha}$ – допуск межосевого расстояния по ГОСТ 1643-81; L – длина вала между цапфами.

Анализируем формулы (6) с точки зрения кинематики зубошестеринного станка [2]. Очевидно, что кинематика станка не позволяет выполнить юстировочную подстройку угла скрещивания $\Delta \gamma$, а также компенсацию перекося осей $\Delta \varphi$. Следовательно, для улучшения показателей работы зубчатых колес, есть необходимость в совершенствовании технологического обеспечения отделочных операций.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений.- М.: Наука, 1968.-584с. 2. Калашников С.Н., Калашников А.С. Изготовление зубчатых колес.-М.: Высшая школа, 1980.- 330с. 3. Иноземцев Г.Г. Проектирование металлорежущего инструмента.- М.: Машиностроение, 1984.- 270 с.

К ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ ВКЛАДЫША НА ПРОТЯЖЕННОСТЬ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ И ЕГО РЕЖИМНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Горкуша А.Е., Гуня А.П., Стебляко В.Г.
(ДонГТУ, ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

The article considers the issues of the results of the study of sliding bearings made of polymer materials. The authors gives experimental data on distribution of hydrodynamic pressures thickness of lubricating layer in the active zone of the bearing.

Падение несущей способности гидродинамических подшипников скольжения с ростом окружных скоростей происходит из-за недостаточной прокачки смазки через рабочую зону Q , которая примерно может быть определена по формуле [1]:

$$Q = \frac{1}{2} v l h_{\min},$$

где v - скорость скольжения,

l - длина подшипника,

$h_{\min}$ - минимальная толщина смазочного слоя.

Увеличивая минимальную толщину слоя смазки $h_{\min}$, можно увеличить при прочих равных условиях прокачку смазки и тем самым улучшить теплоотвод из рабочей зоны, увеличить несущую способность подшипника.

Большое влияние на увеличение толщины смазочного слоя и протяженность рабочей зоны оказывает материал вкладыша и его податливость. Для определения податливости материала вкладышей было разработано и изготовлено специальное приспособление.

На рис. 1 представлены графики податливости (среднее значение из шести измерений на десяти участках образцов из баббита Б83, капролона Б(МРТ46-05-988-86 и металлофторопластовой ленты) в зависимости от нагрузки.

Для баббита, капролона и металлофторпласта при $t=20^\circ\text{C}$ податливости имели значения 0,008 мкм/Н, 0,007 мкм/Н и 0,006 мкм/Н. Приняв за основу минимальную жесткость (величина обратная податливости) за единицу (K_1), получим коэффициенты жесткости для капролона и металлофторпласта соответственно $K_2=1,2$ и $K_3=1,4$.

Протяженность несущего смазочного слоя одно-клинового подшипника находится в прямой зависимости от диаметрального зазора и податливости материала вкладыша и вида смазки. При одинаковом диаметральном зазоре для вкладышей из различных материалов протяженность несущего смазочного слоя будет зависеть от податливости материала вкладыша и вязкости смазочного материала.

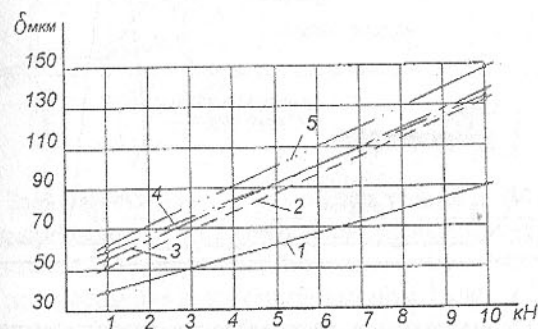


Рис. 1. Зависимость податливости материала вкладыша от нагрузки: при $t=20^\circ\text{C}$: 1-деформация системы; 2-деформация баббита; 3- деформация металлофторопласта; 4-деформация металлофторпласта при $t=70^\circ\text{C}$; 5- деформация капролона при $t=70^\circ\text{C}$

Так, при относительном диаметральном зазоре $\psi=0,003$ для подшипника с баббитовой заливкой при удельной нагрузке $P_{cp}=4\text{МПа}$ протяженность рабочей зоны по данным [3] равнялась $\alpha_p=70^\circ\text{C}$. С учетом коэффициента податливости, при рабочей температуре $t_p=70^\circ\text{C}$ по данным эксперимента, протяженности рабочих зон для подшипников с металлофторопластовыми и капролоновыми вкладышами были равны $\alpha_p=102^\circ\text{C}$. Запись осциллограмм распределения гидродинамических давлений и толщин смазочного слоя по окружности подшипника показывают, что при устойчивом жидкостном трении, когда температура в подшипниковом узле не достигла рабочей температуры и равнялась 40°C протяженность рабочей зоны составила $\alpha_p=90^\circ\text{C}$ для металлофторопластового вкладыша и $\alpha_p=102^\circ\text{C}$ для вкладыша из капролона.

На рис. 2 приведена осциллограмма распределения гидродинамических давлений и толщины смазочного слоя в подшипнике с вкладышем из металлофорпластовой ленты.

Как следует из осциллограммы протяженность несущей зоны, полученная расчетным путем, с учетом податливости и температуры хорошо согласуется с результатами эксперимента.

Положительным моментом применения вкладышей из полимерного и металлофорпластового материала является их нечувствительность к виду смазки.

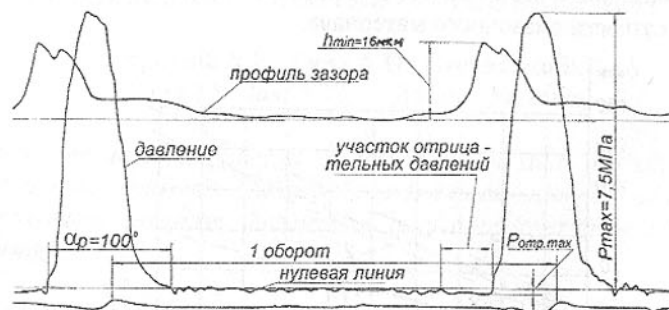


Рис. 2. Осциллограмма распределения гидродинамических давлений и толщины смазочного слоя

Применение в качестве смазочного материала воды, определяющей температуру в подшипнике антифрикционностью, а не физическими свойствами материала смазываемого минеральным маслом, способствует снижению коэффициента трения и температуры в подшипниковом узле.

На рис. 3 приведены зависимости изменения момента трения и температуры от удельной нагрузки при использовании в качестве смазочного материала воды.

Различие характера кривых нарастания температуры и момента трения при давлениях более 1,3 МПа объясняется следующими причинами. Различие характера кривых нарастания температуры и момента трения при давлениях более 1,3 МПа объясняется следующими причинами. Малый модуль упругости полимерных материалов, по сравнению с металлами, обуславливает большую податливость полимерных вкладышей в результате профиль зазора изменяется и вместо классического клиновидного в наиболее нагруженной зоне контакта вала с втулкой, образуется зазор с параллельными границами.

от зоны контакта резко ухудшается, что приводит к росту температуры и увеличению момента трения. Следовательно, для нормальной работы подшипников с полимерными вкладышами необходимо стремиться к уменьшению его податливости и снижению температуры, что достигается применением маловязких масел в том числе воды.

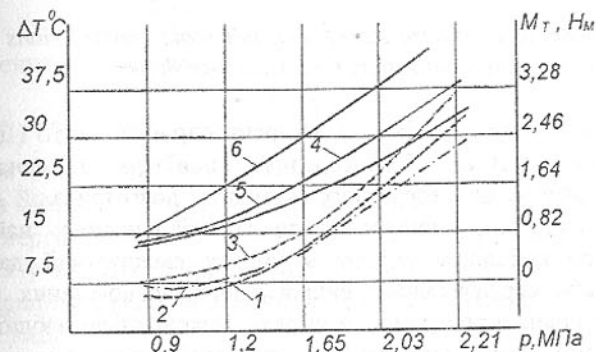


Рис. 3. Зависимости изменения момента трения и температуры в подшипнике с вкладышем из капролона от удельной нагрузки. Кривые 1-3 — изменение температуры, 4-6 — изменение момента трения. Кривые 1,5 построены для скорости скольжения 4,7 м/с; 2,5 — для скорости 6,3 м/с; 3,6 — для скорости 3,14 м/с

Податливость полимерного вкладыша, возрастающая при повышении температуры, увеличивает угол контакта в сопряжении вал — вкладыш. Использование в качестве смазочного материала воды, в силу малой вязкости и низкого коэффициента трения и большей теплоемкости, по сравнению с минеральным маслом, обеспечивают меньшую эксплуатационную температуру опорного узла, исключая процесс «размягчения», что способствует уменьшению угла контакта.

С другой стороны, смазка водой, как экологически чистым материалом, исключает загрязнение окружающей среды, повышает качество выпускаемой продукции, что особенно важно в применении ее в опорных узлах торгового оборудования.

Список литературы: 1. Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. К.: «Техніка», 1974. — 100с. 2. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А. В. Чичинадзе, А.П. Левин, А.М. Бородулин, Е.В. Зиновьев; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1988. — 328с. 3. Альшиц И.Я., Снеговский Ф.П. Об использовании упругих свойств пластмассовых подшипников скольжения. — Вестник машиностроения. 1970. — С. 39-42.

ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОТРИВАЛОЇ МІЦНОСТІ НАТУРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ КОРОТКОЧАСНИХ ВИПРОБОВУВАНЬ

Грабар І.Г. (ЖИТІ, м. Житомир, Україна)

Ability of prognosis of long-term strength of full-scale constructions based on thermoactivative conception and short-term tests was shown.

Проблеми якості та конкурентоспроможності продукції машинобудівних галузей безпосередньо пов'язані з показниками надійності, чільне місце серед яких належить довготривалій міцності, стійкості проти втоми, зношування та корозії. Звичайно, найповнішу інформацію про поведінку виробу в умовах експлуатації дає тільки експлуатація, або сертифікаційні випробування повно-мірних натурних конструкцій за повною програмою в умовах, максимально наближених до умов експлуатації. Значні витрати часу та матеріальних ресурсів в таких випробуваннях стримують їх масове застосування. Про те, як показує наш і світовий досвід, принаймні частина показників надійності може бути спрогнозована на основі термоактиваційних уявлень та результатів короточасних випробувань.

Розвиток термоактиваційних уявлень показав, що і при стаціонарному (довготривала міцність), і при нестационарному (короточасна міцність) навантаженні руйнування можна розглядати як твердофазну реакцію ареніусівського типу. В першому випадку гранична поверхня в просторі "навантаження-температура-час до руйнування" (σ - T - τ_{DP}) описується відомим стаціонарним рівнянням Журкова.

Раніше [1-3] нами на основі синергетичної моделі руйнування отримано ряд аналітичних співвідношень для визначення головного термоактиваційного параметра в рівнянні Журкова - енергії активації U_0 , що для ОЦК і ГЦК металів і їх сплавів можна записати у виді:

$$U_0 \cong kT_s \ln \frac{[1]}{\tau_0} \quad (1)$$

де [1] - розмірна одиниця часу;

T_s - температура плавлення, К;

$\tau_0 \cong 10^{-13}$ с - період теплових коливань атомів;

k - постійна Больцмана.

Із наближення Ейнштейна в (1) впливає [2, 3], що

$$\Delta U_0 = kT_s \ln \left[\frac{\alpha_+}{\alpha_-} \left(\frac{\rho_+ E_+}{\rho_- E_-} \right)^{0.5} \right] \quad (2)$$

що при

$$\frac{\alpha_+}{\alpha_-} \leq 1.2; \frac{\rho_+}{\rho_-} \leq 1.2; \frac{E_+}{E_-} \leq 5 \quad (3)$$

дає відхилення енергії активації

$$\Delta U_0 \leq kT_s \quad (4)$$

Тоді як із (1) $U_0 \cong 30kT_s$.

Таким чином, для класу сплавів на даній основі зміна густини сплаву і параметра ґратки на 20% (!), а модуля пружності на 400% (!) призводить до зміни енергії активації в межах $\pm 1,6\%$, що дуже парадоксально, але знаходиться у винятково гарній згоді з експериментом. Нам вперше удалося вирішити задачу про стійкість енергії активації до змін металу в загальному виді.

Саме одержання залежності (1) і аналіз її стійкості дало ключ до постановки в загальному виді і розв'язку ряду нестационарних задач на основі замкненої системи інтегроалгебраїчних рівнянь [1,3], а також відкрило шлях до постановки і розв'язку задачі про існування єдиної граничної поверхні короточасної і довготривалої міцності в відносних (безрозмірних!) координатах, єдиної (!) для всіх ОЦК і ГЦК металів і їх сплавів. Для короточасного деформування [3]:

$$\sigma_B = \frac{U_0 - kT \ln \frac{\delta}{\varepsilon \tau_0}}{\gamma [1 - \beta^{-1} \ln(m\beta)]} \quad (5)$$

Зі стаціонарного рівняння Журкова для довготривалої міцності

$$\sigma_{DP} = \frac{U_0 - kT \ln \frac{\tau_{DP}}{\tau_0}}{\gamma} \quad (6)$$

Спільний розв'язок (5)-(6) з урахуванням $U_0 \cong 30kT_s$ дозволяє отримати:

$$\Phi = \frac{30 - z \ln \frac{\tau_{DP}}{\tau_0} [1 - \beta^{-1} \ln(m\beta)]}{30 - z \ln \frac{\delta}{\varepsilon \tau_0}} \quad (7)$$

де $z = \frac{T}{T_s}$ - відносна (безрозмірна) температура. (7) дозволяє за

результатами короточасних випробувань ($\varepsilon, \sigma_B, \delta, m$) всього одного зразка визначити для заданих z та τ_{DP} рівень експлуатаційних напруг σ_{DP} . На рис.1-3 побудовані залежності $\varphi(z)$ для варіацій параметрів $\tau_{DP}, \varepsilon, \delta$. На рис.4 показане узгодження теоретичної (9) залежності $\varphi(z)$ з експериментальними значеннями одночасно для сплавів Al ($T_s = 933$ K), Ni ($T_s = 1726$ K), Fe ($T_s = 1808$ K).

Універсальність (7) і рис.1-4 може бути корисна конструкторам на стадії орієнтованого розрахунку й ескізного проектування конструкцій, тому що істотно спрощує розрахунок довготривалої міцності, переводячи його в лінійні безрозмірні універсальні координати.

З цієї ж причини дуже корисним даний підхід може бути студентам технічних ВУЗів і коледжів, що навчаються за фахом "Інженерна механіка".

Причому, даний підхід можливо застосовувати також для визначення довготривалої міцності конструктивних елементів, що містять концентратори напруг. При цьому замість напруг задача зводиться до визначення граничного навантаження (сила, момент, тиск)

$$P_{dp} = \varphi' \cdot P_{разр} \quad (8)$$

де $P_{разр}$ - граничне навантаження при короточасному (статичному) навантаженні - визначене в натурному експерименті або числовим методом, φ' - визначено з (7).

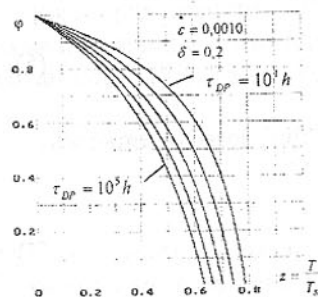


Рис.1. $\tau_{DP} \in [10^0 \dots 10^5]$ годин

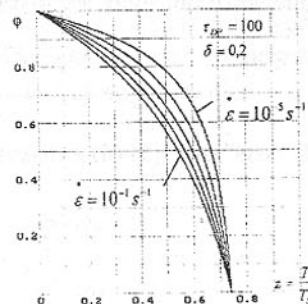


Рис.2. $\varepsilon \in [10^{-1} \dots 10^{-5}]$ с⁻¹

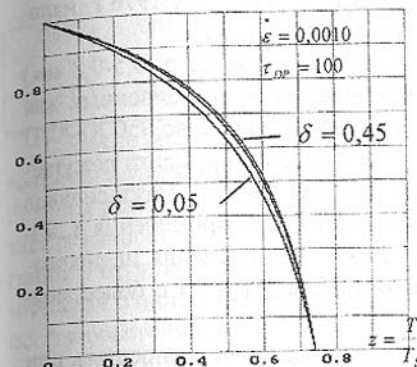


Рис.3. $\delta \in [0.05 \dots 0.45]$

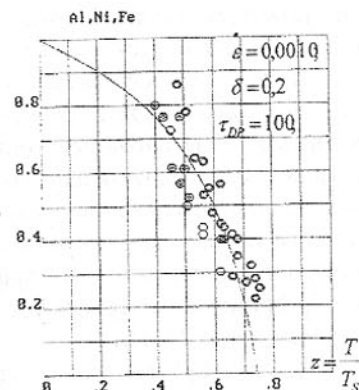


Рис.4

Список літератури: 1. Грабар І.Г. Термоактивационный анализ и точки бифуркации пластического деформирования и разрушения ОЦК и ГЦК металлов. Автореф. дисс. докт. техн. наук. - Киев: Киевский политехнический институт. - 1993. - 39 с. 2. Грабар І.Г. Термоактивационный анализ разрушения ОЦК и ГЦК металлов. Известия АН СССР. Металлы. - 1989. - с. 119-122. 3. Грабар І.Г. Основы надёжности машин. - Київ:ІЗМН. - 1999. - 298 с.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕЛКОЗЕРНИСТЫХ АЛМАЗНО - ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН (АТПМ) ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Девин Л.Н., Гаргин В.Г. (ИСМ НАН Украины, г. Киев, Украина)

Diamond – hard alloy blanks are used for precision turning aluminium alloys parts for automotive industry. The required surface quality can be produced, using as raw material fine-grained powders of diamond. One of the most important problem case is small-sized diamond grains sintering. Preliminary clearing of diamond grains was investigated. The measurements have shown that the chemical clearing is better for wear resistance. The choice of optimum granularity of source powders of diamond is made.

В СНГ первые разработки по получению алмазно - твердосплавных пластин (АТП) были выполнены в ИСМ НАН Украины в 1984-1985 гг. [1,2]. Фирма Дженерал Электрик (США) начала разработку технологии

производства пластин для бурового инструмента в 1972 г. и с 1976 г. наладила их серийный выпуск под торговой маркой Стратопакс.

Алмазно - твердосплавная пластина состоит из тонкого (0,5-0,8 мм) алмазосодержащего слоя и твердосплавной подложки, выполненных как единое целое при высоком давлении. АТП термостабильны до 950 К. АТП предназначены в основном для оснащения бурового инструмента режущего типа, но могут быть использованы и в лезвийном для обработки сплавов алюминия и меди, угле- и стеклопластиков. Однако для применения в лезвийном инструменте, особенно при необходимости получения шероховатости обработанной поверхности $Ra < 1$ мкм требуются АТП с более мелким зерном (менее 20 мкм).

Одной из наиболее важных проблем, которые пришлось решить при отработке технологии получения АТПМ, была проблема спекания мелких зерен, т.к. с уменьшением размера зерен процесс спекания ухудшался. Не менее важной проблемой был выбор оптимальной зернистости исходных порошков алмаза.

Формирование структуры поликристаллического слоя пластин осуществляется жидкофазным спеканием путем направленной пропитки алмазов кобальтом твердого сплава в области стабильности алмаза.

Для исследования влияния технологии предварительной очистки алмазных зерен были взяты порошки алмаза АСМ 20/14 одной партии, которую разделили на 6 равных частей. Проводилась их химическая и физическая очистки, а также электрофизическая очистка тлеющим разрядом в виброкипящем слое при низком и высоком вакууме.

В таблице 1 приведены данные о методах очистки и результаты, полученные после спекания. Видно, что очистка приводит к увеличению выхода годных пластин. При проведении электрохимической очистки при низком вакууме алмазного порошка с 10% Ni появились включения графита, которые отрицательно сказались на выходе годных пластин вследствие большого количества радиальных трещин. Структура спеченных АТПМ плотная, однородная, без видимых пор.

Таблица 1.

Технологические методы очистки и некоторые показатели работоспособности АТПМ.

№ партии	Зернистость	Способ очистки порошка	Выход годных, %	Износостойкость	Шероховатость
375	20/14	Исходный без очистки	60	$0,37 \pm 0,1$	1,31
376	20/14	Электрофизический в вакууме	75	$0,30 \pm 0,09$	1,12
377	20/14	Физический	65	$0,34 \pm 0,1$	1,65
378	20/14	Электрофизический (низкий вакуум, в порошке нет Ni)	80	$0,27 \pm 0,05$	1,26

Продолжение таблицы 1

379	20/14	Электрофизический (низкий вакуум, в порошке 10% Ni)	30	$0,31 \pm 0,1$	1,30
385	20/14	Химический	65	$0,33 \pm 0,07$	1,25

После механической обработки пластины АТПМ испытывались при точении мелкозернистого твердого сплава ВК60М на длине резания 50м. Режимы резания: $V = 15$ м/мин, $S = 0,05$ мм/об., $t = 0,1$ мм. В качестве показателя износостойкости использовался размер площадки износа по задней грани. Результаты измерения износостойкости (табл.1) показали, что химическая очистка дает наилучшие результаты по выходу годных пластин и по износостойкости. Лучшую шероховатость при обработке бронзы и сплавов алюминия обеспечивали пластины после электрофизической очистки.

Для выбора оптимальной зернистости исходных порошков алмаза были изготовлены пластины АТПМ, информация о которых приведена в табл.2. Испытания показали, что наибольшую износостойкость и наименьшую шероховатость обработанной поверхности имели пластины 384 партии, исходный порошок которой состоял из смеси порошков алмаза различной зернистости после химической очистки. Приближались к ним пластины партии 391, полученные из порошка алмаза после электрофизической очистки. По износостойкости и шероховатости обработанной поверхности полученные АТПМ приближаются к поликристаллам типа Сопрах.

Таблица 2

Влияние зернистости на некоторые показатели работоспособности АТПМ.

№ партии	Зернистость	Способ очистки порошка	Выход годных, %	Износостойкость	Шероховатость
390	60/40	Химический	75	$0,250 \pm 0,05$	1,41
389	40/28	Химический	82	$0,27 \pm 0,09$	1,35
385	20/14	Химический	65	$0,33 \pm 0,07$	1,25
391	20/14	Электрофизический в вакууме	93	$0,21 \pm 0,03$	0,88
383	14/10	Химический	70	$0,32 \pm 0,11$	1,09
387		Химический в порошке 10% Ni	80	$0,25 \pm 0,07$	1,03
384	20/14-60% 14/10-30% 10/7 -10%	Химический	80	$0,18 \pm 0,02$	0,85
386	14/10-60% 10/7 -30% 5/3 -10%	Химический	80	$0,26 \pm 0,09$	1,03
Сопрах		Не известен		$0,18 \pm 0,05$	0,89

Из пластин АТПМ были изготовлены четырехгранные режущие пластины типа SPUN-090308, применяемые при обточке поршня на автозаводе, выпускающем грузовые автомобили типа КАМАЗ по технологии одной из фирм США. Результаты промышленных испытаний показали, что разработанные АТПМ могут успешно работать на черновых и чистовых операциях точения поршня двигателя внутреннего сгорания, изготовленного из сплава алюминия с 10-25 % кремния.

Список литературы: 1. Новиков Н.В., Шульженко А.А. Структура алмазно-твердосплавных пластин для бурового инструмента// Буровой инструмент из сверхтвердых материалов. – Киев: Наукова думка, 1986. – С.3-8. 2. Поликристаллические сверхтвердые материалы на основе алмаза// Шульженко А.А., Гаргин В.Г., Бочечка А.А., Шишкин В.А. – Киев: Наукова думка, 1989. – 190 с.

АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В СТРУКТУРЕ МАШИНОСТРОЕНИЯ В 1998г.

Демин А. В. (ООО "ИНДУСТРИЯ-ИНВЕСТ", г. Донецк)

Основой экономики Украины была, есть и будет промышленность. От СССР нашему государству достался замечательный производственный потенциал, развитая инфраструктура, квалифицированная рабочая сила и развитая отраслевая наука. Однако, после распада СССР и разрушения наработанных десятилетиями хозяйственных связей, оказалось, что Украинские предприятия не могут работать без Российских энергоносителей, и, в основном, способны производить либо технику военного назначения, либо средства производства. Потребительскую продукцию производили всегда в Прибалтике либо в Белоруссии, Украина была промежуточным звеном между сырьем и готовой продукцией.

Таким образом, кардинальное изменение сложившейся структуры промышленного производства в пользу предприятий, производящих конкурентоспособную потребительскую продукцию, должно быть основой промышленной политики Правительства Украины. Создание условий, стимулирующих повышение степени переработки продукции именно на отечественных предприятиях, позволит кардинально переломить ситуацию, сложившуюся на пороге XXI века в экономике Украины.

Машиностроение Украины представлено, в основном, предприятиями-гигантами тяжелого машиностроения и оборонными предприятиями. 1998г. для многих из них стал по-настоящему провальным.

Производство основных видов продукции машиностроения в 1998г.

	Произведено в 1998г.	Прирост, снижение (-) 1998г. к 1997г., %
Электромашины, шт.	116	-35,9
Металлорежущие станки, шт.	1980	-11,6
Кузнечно-прессовые машины, шт.	292	-37,6
Бытовые счетчики газа, тыс.шт.	260	-43,8
Экскаваторы, шт.	288	-12,2
Вагоны грузовые магистральные, шт.	3244	-13,5

Это произошло по целому ряду причин, среди которых основными являются следующие.

1. Ухудшение производственных мощностей.

Оборудование, которое было достаточно хорошим для производства продукции для потребления внутри СССР, не может обеспечить то качество обработки, которое требуется для создания качественной конкурентоспособной продукции. На государственных предприятиях основные фонды практически не обновлялись с 1991г., на приватизированных предприятиях отсутствуют средства даже для выплаты заработной платы. Действующее налоговое законодательство не стимулирует проведение реконструкции производственных мощностей, кризис неплатежей, являющийся следствием общего кризиса экономики, приводит к отсутствию реальных средств на проведение техперевооружения даже на эффективно работающих предприятиях.

Таким образом, Украинские производители теряют возможность производства современной машиностроительной продукции, которая способна конкурировать с зарубежными аналогами по качественным и ценовым показателям, что приводит к потерям рынков сбыта и еще большему ухудшению ситуации. Снижение объемов реализации приводит к уменьшению возможностей предприятий развиваться за счет внутренних источников. Среди внешних источников финансирования важнейшими являются заемные средства и прямые инвестиции. Однако, в настоящее время объем прямых инвестиций в экономику сократился до весьма незначительных значений, заемные средства практически недоступны ввиду их чрезвычайной дороговизны. Таким образом, структура производственных мощностей имеет ярко выраженную тенденцию к ухудшению.

2. Налоговая политика.

По подсчетам ряда экономистов, доля налогов в стоимости неподатных товаров для внутреннего потребления в различных странах различна, от 3% на Кипре до 30 % в Швеции. На Украине этот показатель превышает 40% по промышленности и является одним из самых высоких даже среди слаборазвитых стран. Налоговая политика действует угнетающе

ше на производителей, работающих легально, и оставляет весьма широкие возможности для уклонения от уплаты налогов, что приводит к необходимости постоянного увеличения налогового прессинга на производителей с целью формирования доходных статей бюджета.

Особенно негативно влияние на производителей налога на добавленную стоимость. Этот налог является во многих странах регулятивным, защищающий экономику от монополизации и контролирующий уровень рентабельности, его роль в формировании доходных статей бюджетов не так велика, как на Украине (до 8% налоговых поступлений). В структуре доходной части бюджета Украины НДС составляет 7% ВВП и имеет тенденцию к росту.

Основная проблема НДС - даже не его величина (хотя, 20%- это слишком много), а методология его начисления и уплаты. Введенный с 1.10.98г. порядок взимания НДС "по первому событию" приводит к изыманию у предприятий части оборотных средств, возврат из бюджета дебетового сальдо в течение 4-х месяцев фактически означает бесплатное кредитование предприятиями государства при том, что для самих предприятий кредитные ресурсы практически недоступны.

3. Снижение покупательской способности населения.

Увеличение в структуре стоимости продукции доли налоговой составляющей произошло, в основном, за счет части доходов работающих на предприятии. Это объясняется излишней централизацией финансовых потоков через госбюджет, когда финансирование гипертрофированных социальных обязательств государства происходит за счет перераспределения средств, направляемых на потребление предприятиями-налогоплательщиками. Внутренний рынок не способен создать обеспеченный достаточным объемом средств спрос на продукцию отечественных производителей.

Таким образом, изменение структуры промышленного производства в пользу выпуска продукции с меньшей степенью переработки и меньшей величиной добавленной стоимости является причиной углубления экономического кризиса в первом полугодии 1999г. Изменить создавшуюся ситуацию можно только при условии кардинального реформирования налоговой и монетарной политики государства, в пользу политики, направленной на реальную поддержку национального производителя, стимулирования инвестиционных процессов, защиту внутреннего рынка и лоббирования интересов Украинских предприятий на внешних рынках. Промедление с проведением таких реформ может привести к глобализации кризиса в основном в базовых отраслях промышленности, что станет причиной разрушения экономики Украины.

РЕСТРУКТУРИЗАЦИЯ КАК СПОСОБ СТАБИЛИЗАЦИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Демин В.П., Михайлов А.Н.

(Донецкая облгосадминистрация, ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Машиностроительный комплекс Донецкой области - а это 207 заводов - исторически ориентирован на удовлетворение потребностей тяжелой индустрии - угольной промышленности, металлургии, энергетики. Поэтому переживаемый этими отраслями кризис стал основной причиной негативных тенденций и в самом машиностроении, болезненно переживающем процесс своего становления в новом экономическом пространстве.

Сегодня уже очевидно, что реструктуризация машиностроения - это необходимое условие для дальнейшего функционирования предприятий в новых условиях хозяйствования.

Под реструктуризацией сегодня понимается комплекс финансовых, организационно-правовых, технических мероприятий, которые направлены на оптимизацию работы предприятия как бизнеса в современных экономических условиях.

Другими словами, реструктуризация любого предприятия должна базироваться на технико-экономическом обосновании ее целесообразности, проводиться в соответствии с бизнес-планом, учитывающем результаты анализа финансового состояния предприятия, анализа и оценки его технического и технологического уровня, на маркетинговых исследованиях рынков сбыта, материалов, энергии, рабочей силы, кооперационных связей и т.д.

При таком подходе, посредством реструктуризации, без дополнительных капложений и с минимальным применением процедуры банкротства, можно достаточно быстро создать условия для выживания предприятий и обеспечить восстановление технико-экономических и финансовых показателей.

Реструктуризация, кроме реорганизации производственной структуры, включает организационно-правовую реструктуризацию (приватизация, создание самостоятельных юридических лиц в форме дочерних, совместных предприятий, закрытие и консервация отдельных производств и т.д.), выбор формы отношений между вновь созданными юридическими лицами - холдинг, объединение, концерн и т.д., финансовую реструктуризацию (реорганизацию долгов и капитала), реструктуризацию маркетинга и сбыта, финансов и управления, кадровое обеспечение.

Для реализации на практике этих положений необходимо комплексное нормативное обеспечение реструктуризации. Фактически только в

1998 году были введены отдельные элементы нормативного обеспечения этого процесса.

В результате отсутствия комплексности решения проблемы, работа по реструктуризации многих предприятий оказалась незаконченной.

А отсутствие единой комплексной нормативной базы приводило к тому, что предприятия проводили реструктуризацию так, как они это понимали, и зачастую их действия не стыковались с правовым полем. Возникло и много других конфликтов и проблем, требующих государственного регулирования:

- отсутствие полной информации о рынках сбыта;
- неконтролируемое варварское сворачивание производства и доведение его до банкротства;
- несостоятельность украинских менеджеров вести эффективный маркетинг;
- конфликты между директорами и акционерами;
- отсутствие корпоративного законодательства в Украине;
- огромная социальная сфера и множество непрофильных производств, тяжким бременем лежащих на плечах предприятий.

Опыт реструктуризации предприятий машиностроения Донецкой области показывает, что начинать нужно с анализа и оценки производственных мощностей и номенклатуры выпускаемой продукции, ибо технологическая оснащенность наших предприятий, в своих лучших образцах, устарела.

Затем необходимо разработать программу реструктуризации отрасли. Здесь нужно учесть уже имеющийся в проведении реструктуризации предприятий опыт. И под модель реструктуризации промышленности Донбасса строить программу реструктуризации каждого предприятия в отдельности. Ибо сама по себе реструктуризация предприятия без общей стратегической модели реструктуризации отрасли и региона малоэффективна и бессмысленна.

В условиях ограниченности финансовых ресурсов особую актуальность приобретает выделение из комплекса приоритетных направлений наиболее перспективных объектов инвестирования немашиностроительных отраслей (предприятий перерабатывающих отраслей, производств тары и упаковки, и т.д.) развитие которых может дать толчок развитию соответствующих отраслей машиностроительного комплекса региона.

Промышленный комплекс Донбасса обладает мощным научно-техническим потенциалом, включающем отраслевые НИИ и КБ, в том числе головные по ряду приоритетных направлений академические институты, длительное время работающие над проблемами машиностроения региона, производственные научные и конструкторско-технологические

подразделения, имеющие значительный опыт и задел по новой продукции и технологиям.

В 1999 году намечается стабилизация работы предприятий отрасли за счет осуществления ряда мероприятий по реструктуризации отдельных заводов и производств, освоению новых видов машин и оборудования, импортозамещающей техники, в том числе:

- реструктуризация Мариупольского концерна "Азовмаш", что позволит предприятию преодолеть финансовый кризис, обеспечит переход на выпуск конкурентноспособной продукции. В частности, будет организовано производство универсальных танк-контейнеров мирового стандарта объемом 20,0 куб.м. и грузоподъемностью 30,5 тонн. На эту продукцию имеются заказы от американских фирм "Brenner", "Dana", "Transamerika", общим объемом 500 шт. в год.

- освоение производства новых и модернизированных видов горношахтного оборудования, отвечающих требованиям эксплуатации в сложных горно-геологических условиях, в акционерных обществах "Дружковский машзавод", "Горловский машзавод", "НКМЗ", "Ясиноватский машзавод", "Донецкгормаш";

- ввод в эксплуатацию на Старокраматорском машзаводе линии по производству алюминевой фольги для пищевой, перерабатывающей и легкой промышленности, что во многом решит проблемы АПК в упаковочных материалах;

- увеличение выпуска (более чем на 15,0 процентов) производства новых высокоточных станков, в основном станков облегченного типа для обработки крупногабаритных деталей и специальных станков для обработки колесных пар на Краматорском заводе тяжелого станкостроения;

- расширение номенклатуры машин и оборудования для предприятий агропромышленного комплекса.

Широкие возможности в проведении реструктуризации и привлечении инвестиций в машиностроение области появились благодаря созданию специальных (свободных) экономических зон (СЭЗ), на территории которых вводятся льготные таможенные, валютно-финансовые, налоговые и другие благоприятные условия для экономической деятельности. Все это, вместе взятое, уже к 2000-му году позволит увеличить объемы производства и стабилизировать финансово-экономическое положение машиностроительных предприятий Донецкой области.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЙ РЕЖУЩИХ КРОМОК ИЗНОШЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Деревянченко А.Г., Сухоруков Ю.Н. (ОГПУ, г. Одесса, Украина)

Investigation is given to the problem of formation of tool blades models in accordance with the results of their inspection. Brought equations for the calculation of base parameters of cutting tool edges.

Режущие кромки (РК) являются важнейшим функциональным элементом структуры режущей части (РЧ) инструментов для прецизионной обработки. Их состояние определяет комплекс параметров качества обработанной поверхности. Поэтому задача автоматизированного определения параметров состояния РК является актуальной.

Параметры РК определяются по результатам контроля РЧ тем или иным методом, обуславливающим построение соответствующей модели (вторичного образа) РК по множеству первичных образов. На рис. 1.а приведена дискретная квазитрехмерная модель (топограмма) участка РК, построенная по множеству профилей - "сечений" РК, регистрируемых на специальном автоматизированном стенде. Зона РК (2, 3) условно "отсечена" от РЧ (4) "нулевой" плоскостью (1). Для оценки параметров макрогеометрии РК целесообразно использовать модель РК в виде пространственной линии ($O_2^{L_3(I)}$, рис. 1.б). Параметры микрогеометрии РК удобно определять по топограмме ($O_2^{L_3(II)}$).

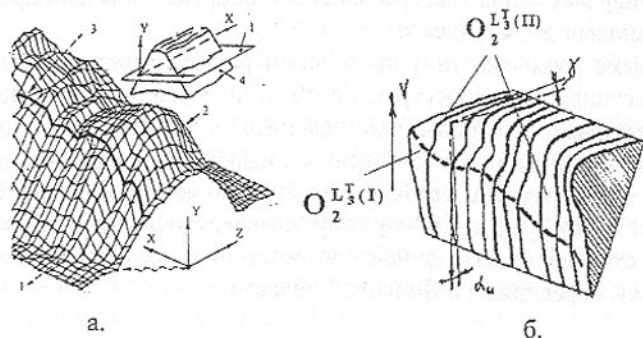


Рис. 1. Дискретная (а) и непрерывная (б) квазитрехмерные модели участков РК, построенные на автоматизированном стенде

Важнейшими параметрами микрогеометрии РК являются радиус округления (ρ) и максимальная высота неровностей РК (H^p). Для определения текущей величины ρ_i в i -м сечении РК получена следующая зависимость:

$$\rho_j = \sqrt{(x_A^{S_N^L} - x_{0j})^2 + (y_A^{S_N^L} - y_{0j})^2};$$

где: А, О - соответственно точка профиля сечения РК (S_N^L) и точка - центр окружности (плоской модели - $S_N^{M_{L_3}^L}$), вписанной в профиль сечения;

$$x_{0j} = \frac{k_{1j}x_{Dj} - k_{2j}x_{Ej} + y_{Ej} - y_{Dj}}{k_{1j} - k_{2j}}$$

$$y_{0j} = \frac{k_{1j}y_{Dj} - k_{2j}y_{Ej} + k_{1j}k_{2j}(x_{Dj} - x_{Ej})}{k_{1j} - k_{2j}}$$

Оценка текущего отклонения реального профиля от модели производится по формуле:

$$\Delta_j^{M_2} = \sqrt{(x_j^{S_N^{M_2}} - x_j^{S_N^L})^2 + (y_j^{S_N^{M_2}} - y_j^{S_N^L})^2};$$

где:

$$y_j^{S_N^{M_2}} = y_0^{S_N^L} \pm \sqrt{(y_0^{S_N^L})^2 - [(y_0^{S_N^L})^2(1+p_j) - p_j\rho^2]/(1+p)};$$

$$x_j^{S_N^{M_2}} = x_0^{S_N^L} \pm \sqrt{(x_0^{S_N^L})^2 - [(x_0^{S_N^L})^2(1+p_j) - \rho^2]/(1+p)};$$

$$p_j = [(y_0^{S_N^L} - y_j^{S_N^L})/(x_0^{S_N^L} - x_j^{S_N^L})]^2;$$

$$k_{1j} = -\frac{x_{Bj}^{S_N^L} - x_A^{S_N^L}}{y_{Bj}^{S_N^L} - y_A^{S_N^L}};$$

$$k_{2j} = -\frac{x_C^{S_N^L} - x_{Bj}^{S_N^L}}{y_C^{S_N^L} - y_{Bj}^{S_N^L}};$$

$$y_{Dj} = y_A^{S_N^L} + \frac{y_{Bj}^{S_N^L} - y_A^{S_N^L}}{2};$$

$$x_{Dj} = x_A^{S_N^L} + \frac{x_{Bj}^{S_N^L} - x_A^{S_N^L}}{2};$$

$$y_{Ej} = y_{Bj}^{S_N^L} + \frac{y_C^{S_N^L} - y_{Bj}^{S_N^L}}{2};$$

$$x_{Ej} = x_{Bj}^{S_N^L} + \frac{x_C^{S_N^L} - x_{Bj}^{S_N^L}}{2};$$

$$A, C, B_j \in S_N^{L_3};$$

$$O_j, D_j, E_j \in S_N^{L_3};$$

Для оценки величины H^p могут быть использованы различные модели, в том числе - плоские модели с совмещенными предельными профилями. На рис. 2 приведен график влияния величин угла заострения (β) и максимального радиуса округления (ρ_{max}) на величину H^p .

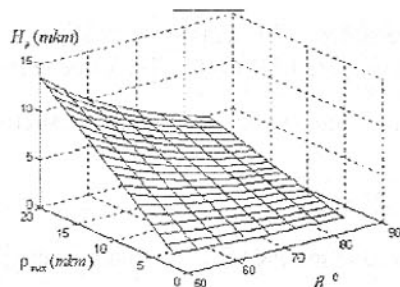


Рис. 2. График влияния величин угла заострения (β) и максимального радиуса округления ($\rho_{\max}$) на величину H^p .

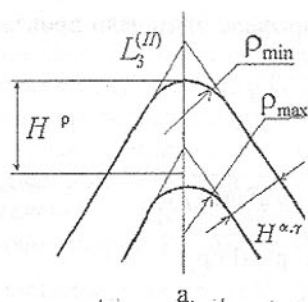


Рис. 3. Плоская модель РК с двумя вложенными округленными профилями и график изменения высоты неровностей РК

Разработаны алгоритмы и программы для автоматизированного построения моделей РК различного класса по результатам контроля РИ и определения комплекса параметров РК, которые используются в структурной операции оценки текущего состояния РК инструментов.

ТЕОРИЯ СИНТЕЗА ДИСКРЕТНОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА

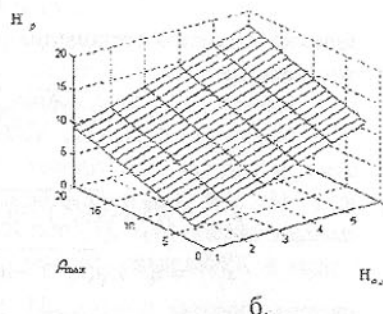
Долгин В. П. (СевГУ, г. Севастополь, Украина)

The theory of synthesis of a model for evaluations of dynamic characteristics obtained because of recursive representation of a pre-image of an image of transfer function is offered, that has allowed to exclude in expositions of per-

На рис. 3 а,б соответственно приведены плоская модель РК с двумя вложенными округленными профилями (предельными сечениями) и аналогичный график. Величина H^p здесь определяется формулой:

$$H^p = \frac{\rho_{\max} + H_{\alpha, \gamma}}{\sin(\beta/2)} - \rho_{\max} - \rho_{\min} \left(\frac{1}{\sin(\beta/2)} - 1 \right)$$

где: $H_{\alpha, \gamma}$ - высота неровностей передней и задней поверхностей.



formances time as a parameter. The outcomes can be used at simulation of dynamic systems, synthesis correcting and pilot signals in systems of automatic control.

Введение. Известные дискретные модели вычисления характеристик динамических систем основаны на методе суперпозиции реакции типовых звеньев [1]. Это осложняет решение задачи необходимостью декомпозиции системы по элементарным звеньям, вычисления реакции каждого звена по методике, зависящей от типа звена, и последующего синтеза сигнала по тракту управления. Указанная технология синтеза управляющего сигнала требует морфологического анализа системы, а результат синтеза зависит от квалификации оператора.

Постановка задачи. Существуют методы вычисления реакции выхода звеньев, не использующие время в качестве параметра [1,2]. Однако отсутствуют методы вычисления выходного сигнала звена произвольной структуры. Рассмотрим возможность синтеза дискретной модели на основе рекуррентного вычисления реакции вектора выхода (выходного сигнала и всех его производных) для звена произвольной структуры по операторной форме передаточной функции.

Решение. При получении решения удобно воспользоваться полиномиальной формой операторной передаточной функции [1]. Сохраняя в силе ограничения [1] на степень полиномиального представления числителя m и знаменателя n ($m \leq n$), представим обобщенное выражение передаточной функции в виде

$$W(p) = \sum_{i=0}^m b_i p^i / \sum_{j=0}^n a_j p^j; m \leq n, \quad (1)$$

где b_i и a_j - коэффициенты числителя и знаменателя соответственно, p - оператор дифференцирования. Представим выражение (1) в рекурсивной форме:

$$Y(p) = \frac{1}{a_n} \left[\sum_{i=0}^{n-1} \frac{b_i X(p) - a_i Y(p)}{p^{n-i}} + b_n X(p) \right]. \quad (2)$$

Обозначив $Y^{(m)}(p) = p^m Y(p)$, где $Y^{(m)}(p)$ - изображение производной m -го порядка, на основании выражения (2) представим изображение m -й производной при $X(t) = \text{const}$ в виде

$$Y^{(m)}(p) = \frac{1}{a_n} \left[\sum_{i=0}^{n-m} \frac{b_i X(p) - a_i Y(p)}{p^{n-m-i}} - \sum_{j=1}^{m-1} a_{n-m+j} Y^{(j)}(p) \right], \quad (3)$$

что может быть представлено рекуррентной процедурой вычисления выходного сигнала звена на любом k -м шаге [2]

$$Y^{(m)}(k) = \frac{1}{a_n} \left[\sum_{i=0}^{n-m} Y_{i,n-m-i}(k) - \sum_{j=1}^{m-1} a_{n-m+j} Y^{(j)}(k) \right], \quad (4)$$

справедливое для начальных значений (при $h=0$)

$$Y^{(m)}(0) = \frac{1}{a_n} \left[X(0)b_{n-m} - \sum_{j=0}^{m-1} a_{n-j} Y^{(m-j)}(0) \right].$$

Полиномиальное представление ПХ. - разложение. Структура формулы (4) позволяет получить выражение для m -й производной выходного сигнала

$$Y^{(m)}(k) = \frac{1}{a_n} \left[\sum_{i=0}^{n-m} \left(b_i h^{n-m-i} X(k-1) - a_i h^{n-m-i} Y^{(0)}(k-1) \right) - \sum_{j=1}^{m-1} a_{n-m+j} Y^{(j)}(k) \right]$$

Теорема. Переходная характеристика (ПХ) линейного стационарного объекта с передаточной функцией n -го порядка является полиномом n -й степени с регулярными коэффициентами:

$$Y^{(0)}(k) = \sum_{i=0}^n \psi_i h^{n-i}. \quad (5)$$

Доказательство. Преобразуем уравнение (2) с учетом результата (4) для $m=0$ к виду

$$Y^{(0)}(k) = \frac{1}{a_n} \left[\sum_{i=0}^n \left(b_i h^{n-i} X(k-1) - a_i h^{n-i} Y^{(0)}(k-1) \right) \right],$$

а затем найдем

$$Y^{(0)}(k) = \frac{1}{a_n} \left[\sum_{i=0}^n h^{n-i} \times \left(b_i X(k-1) - a_i Y^{(0)}(k-1) \right) \right].$$

Обозначив

$$i = b_i \chi_i(k) - a_i \gamma_i(k),$$

$$\text{где } a_i = a_i/a_n, \quad b_i = b_i/a_n, \quad \gamma_i(k) = \sum_{j=0}^{n-i} \gamma_j(k-1), \quad \gamma_0(k-1) = Y^{(0)}(k-1),$$

$$\chi_i(k) = \sum_{j=0}^{n-i} \chi_j(k-1), \quad \chi_0(k-1) = X(k-1),$$

получим искомый результат.

Пример. В качестве примера приведен результат построения переходной характеристики (рис. 1а) и годографа (рис. 1б) нестационарного звена третьего порядка с параметрами: $a_0 = 2$; $a_1 = 2,5$; $a_2(t) = t/2$; $a_3 = 1$; $b_0 = 1$.

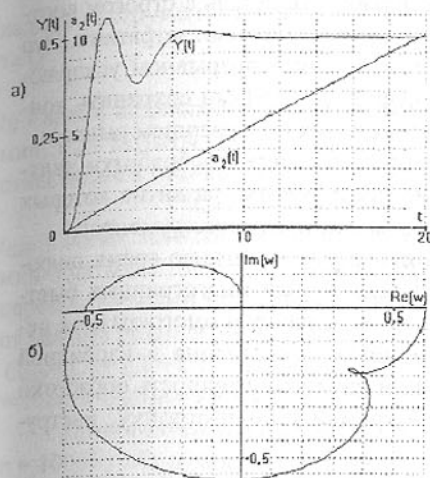


Рис. 1. Переходная (а) и частотная (б) характеристики звена.

Годограф (рис. 1б) построен по методике [2] по приведенной на рис. 1а переходной характеристике, вычисленной по алгоритму (5), с использованием модифицированного преобразования Фурье [2].

Заключение. Предложенный подход вычисления реакции звена произвольной структуры по его передаточной функции позволяет определить характеристики звена, по которым можно получить показатели качества переходного процесса (время регулирования, статическую и относительную статическую ошибки, колебательность и перерегулирование) и ввести в случае необходимости коррекцию.

Список литературы: 1. Теория автоматического управления /Под ред. А.В. Нетушила.- М.: Высш. шк., 1976.- 400 с. 2. Долгин В.П. Адаптивные модели в системах управления технологическими объектами. Монография.- К.: УМК ВО, 1993.- 140 с.

СЕБЕСТОИМОСТЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МНОГОГРАННЫХ БЫСТРОСМЕННЫХ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН

Душинский В.В., Амин Афшар К. (НТУУ "КПИ", г. Киев, Украина)

Analyze of machining operation cost in using of indexable throwaway cemented-carbide insert. Many factors must be considered in analyze the optimum cost of any machining operation with indexable throwaway cemented-carbide insert. In the paper offer formula and method for selection operation condition and tool life in economic machining operation.

Основная задача проектирования технологического процесса механической обработки состоит в том, чтобы на основании знаний свойств заготовки и режущего инструмента, а также основных законов их взаимодействия в процессе резания, разработать такой процесс, который позволит

в заданных производственных условиях обработать деталь в строгом соответствии с техническими требованиями и с минимальными затратами. Это объясняется тем, что в современных условиях при непрерывном ускоряющемся росте затрат на рабочую силу и сырье необходимо сохранить конкурентоспособность товара как на внутреннем, так и на внешнем рынке.

Определяющими составляющими процесса металлообработки являются металлорежущие станки и режущие инструменты, развитие которых идет непрерывно с постоянно опережающим развитием инструментов.

В качестве инструментальных материалов в настоящее время широко используются различные твердые сплавы в виде многогранных быстросменных пластин, позволяющих исключить напайку и многократные переточки, приводящие к созданию напряженного состояния в карбидной матрице сплава, и тем самым повышающим качество и точность обработки при снижении затрат на смену режущей кромки и поднастройку инструмента.

Данная концепция весьма экономична и используется во многих современных инструментах.

Для определения эффективности данной группы инструментов воспользуемся критерием полной себестоимости операции, которая равна:

$$C_{оп} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6; \quad (1)$$

где C_1 - затраты не зависящие от режима резания

$$C_1 = t_H \cdot E_B; \quad (2)$$

E_B - себестоимость станкоминуты вспомогательной работы; t_H - время, не зависящее от режима резания и времени рабочего хода; C_2 - затраты пропорциональные времени работы

$$C_2 = t_0 \cdot E_P; \quad (3)$$

E_P - заработная плата станочника за 1 мин; t_0 - время резания;

$$t_0 = L_{PX} / (n \cdot S); \quad (4)$$

L_{PX} - длина рабочего хода; C_3 - затраты, связанные со сменой притупившегося инструмента, и отнесенные к его стойкости Q в деталях

$$C_3 = t_{CM} \cdot E_P / Q = t_{CM} \cdot E_P \cdot (t_0 / T); \quad (5)$$

t_{CM} - время смены притупившегося инструмента; T - стойкость инструмента; C_4 - затраты, связанные с приобретением инструмента, отнесенные к стойкости инструмента Q в деталях

$$C_4 = C_{ин} / Q = [(A - A_1) / n_1 + A_2 / (n_1 \cdot N)] \cdot (t_0 / T); \quad (6)$$

$C_{ин}$ - затраты, связанные с приобретением инструмента

$$C_{ин} = [(A - A_1) / n_1 + A_2 / (n_1 \cdot N)]; \quad (7)$$

A - стоимость многогранной твердосплавной пластины; A_1 - стоимость отработанной пластины; идущей на переработку; n_1 - количество режущих граней твердосплавной пластины; A_2 - стоимость державки; N - число пластин, приходящихся на одну державку; C_5 - затраты, связанные с подна-

ладкой инструмента после переточки, отнесенные к стойкости инструмента Q

$$C_5 = t_{п} \cdot E_H / Q = t_{п} \cdot E_H \cdot (t_0 / T); \quad (8)$$

$t_{п}$ - время подналадки инструмента; E_P - заработная плата наладчика за 1 мин; C_6 - затраты, связанные с переточкой притупившегося инструмента, отнесенные к стойкости инструмента Q

$$C_6 = t_{пер} \cdot E_{зат} / Q = t_{пер} \cdot E_{зат} \cdot (t_0 / T); \quad (9)$$

$t_{пер}$ - время заточки инструмента; $E_{зат}$ - заработная плата заточника за 1 мин. Учитывая, что при эксплуатации инструмента с многогранными непереключаемыми пластинами, затраты $C_5 = C_6 = 0$, затраты C_1 не зависят от режима резания, окончательно получим

$$C_{оп} = C_2 + C_3 + C_4 = t_0 \cdot E_P + t_{CM} \cdot E_P \cdot (t_0 / T) + [(A - A_1) / n_1 + A_2 / (n_1 \cdot N)] (t_0 / T) = E_P [t_0 + t_{CM} (t_0 / T)] + [(A - A_1) / n_1 + A_2 / (n_1 \cdot N)] (t_0 / T); \quad (10)$$

Преобразуем выражение (4), учитывая, что оборотов шпинделя

$$n = 1000V / \pi D, \text{ а скорость резания } V = (CV / T^m \cdot t^x \cdot S^y) \text{ KV},$$

$$t_0 = L_{PX} \cdot \pi D \cdot t^x \cdot S^{y-1} \cdot T^m / 1000CV \cdot KV = \alpha \cdot T^m \quad (11)$$

где α - коэффициент, учитывающий постоянные величины для случая обработки за один проход детали заданных размеров из указанного материала

$$\alpha = L_{PX} \cdot \pi D \cdot t^x \cdot S^{y-1} / 1000CV \cdot KV; \quad (12)$$

Подставляя значение t_0 из выражения (11) в зависимость (12), окончательно получим выражение для определения переменной части себестоимости операции

$$C_{оп} = \alpha \cdot T^{m-1} \{ E_P [T + t_{CM}] + [(A - A_1) / n_1 + A_2 / (n_1 \cdot N)] \} \quad (13)$$

Тогда для отыскания минимальной себестоимости операции найдем

$$\partial C_{оп} / \partial T = \partial C_{оп} / \partial t = \partial C_{оп} / \partial S = 0 \quad (14)$$

Решение первого уравнения системы (14) позволит найти значение стойкости режущего инструмента, гарантирующей минимальную себестоимость механической обработки на данной операции:

$$T_{ЭК} = \{ [(1 - m) / m] [E_P \cdot t_{CM} + (A - A_1) / n_1 + A_2 / (n_1 \cdot N)] \} / E_P \quad (15)$$

При этом экономическая скорость резания будет равна:

$$V_{ЭК} = CV \cdot KV / T_{ЭК}^m \cdot t^x \cdot S^{y-1} \quad (16)$$

Анализ уравнения (15) показывает, что стойкость инструмента определяется затратами на смену притупившегося инструмента, затратами на приобретение нового инструмента, а также показателем степени m , характеризующим износостойкость инструмента для заданного сочетания материалов обрабатываемого изделия и инструмента.

Эксплуатация резцов с многогранными быстросменными твердосплавными пластинами показала, что их режущая кромка в 2-8 раз дешевле режущей кромки напайного инструмента. Кроме того, общее число деталей, обработанных этим инструментом за весь период его эксплуатации при принятых режимах резания, как правило, уменьшается по сравнению с

расчетным, что можно объяснить напряженным состоянием, возникающим в карбидной матрице во время первичной пайки и последующих многократных заточек и сокращением длины режущей кромки. Это также способствует сокращению расходов на каждую режущую кромку многогранной пластины.

Таким образом, экономическая стойкость инструмента с многогранными быстросменными пластинами сокращается, что ведет к росту экономической скорости резания (16), повышению производительности механической обработки и снижению себестоимости изготавливаемых деталей.

Отсутствие напряженного состояния в многогранных быстросменных твердосплавных пластинах позволяет использовать более твердые и износостойчивые сплавы, которые допускают при неизменном ресурсе стойкости инструмента существенное повышение скорости резания, приводящее к еще большей экономической эффективности этих инструментов.

Однако, отсутствие экспериментальных данных по стойкостным исследованиям многогранных быстросменных пластин при обработке различных современных конструкционных и труднообрабатываемых материалов в некоторой степени сдерживает их эффективную в различных отраслях промышленности.

Список литературы: 1. Темчин Г.И. Многоинструментные наладки. -М., Машгиз, 1963 г. - 544 с.; 2. Великанов К.М., Новожилов В.И. Экономичные режимы резания металлов. -И., Машиностроение, 1972 г. - 120 с.

ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ ВИРОБІВ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Захаров М.В., Коноплянченко Є. В., Радчук О.В., Чибіряк Я.І.
(Сумський державний університет, м. Суми, Україна)

In the article the analysis of a condition of an estimation of adaptability to manufacture of products in automated manufacture is resulted.

Важливим напрямком роботи машинобудівних підприємств є економія трудових і матеріальних ресурсів за забезпечення технологічності конструкцій знову утворюваних виробів при їхньому проектуванні і постановці на виробництво. Відповідно до ГОСТ 14.205-83 технологічність - це сукупність властивостей конструкції виробу, що визначають її пристосованість до досягнення визначених витрат при

виробництві, експлуатації і ремонті при заданих показниках якості, обсязі випуску й умов виконання робіт. Питанням забезпечення технологічності конструкції виробу приділялося і приділяється зараз достатньо велика увага. Так, дана проблема піднімається в роботах [1, 4, 5, 6, 10] та ін.

Крім цього створений ряд нормативних документів [2, 3, 7, 8] та ін. У цих роботах розглядаються питання якісної і кількісної оцінки конструкції виробу на технологічність. Разом із цим у [10] та ін. ставиться задача додаткової методичної розробки питання кількісної оцінки технологічності конструкції виробу, особливо з урахуванням можливості проведення розрахунків на ранніх стадіях конструкторської підготовки виробництва.

В умовах автоматизації виробництва, забезпечення технологічності виробів і їхніх складових частин, потрібне з найбільш повним аналізом і урахуванням закономірностей двох систем зв'язків: зв'язків машин і зв'язків виробничого процесу. Правильне призначення, виходячи з цього, розмірних зв'язків машин, відносного положення виконавчих і інших поверхонь деталей і властивостей матеріалів дозволяє використовувати високоефективні технологічні процеси з оптимізацією їхньої структури. У такий спосіб, при забезпеченні технологічності конструкції виробу, з'являється можливість використовувати раціональну структуру операцій із характеристиками методів опрацювання, складання і контролю з одного боку, і засобами автоматизації з іншого, а також їхній взаємозв'язок із конструктивними параметрами складових частин виробу.

Створення умов, що дозволяють замість традиційних методів опрацювання поверхонь використовувати високопродуктивні методи формування найбільшого числа параметрів якості виробу є одним із важливих напрямків у підвищенні технологічності конструкції виробу в умовах автоматизації виробництва. Особливо жорсткі вимоги подаються до деталей оброблюваних у гнучких автоматизованих виробничих системах (ГАВС). Складність ГАВС обумовлена тим, що в умовах дрібносерійного виробництва системи зв'язків у виробничому процесі істотно змінюються. Чим більшою гнучкістю володіє система, тим більше витрат на її створення, що пов'язано з ускладненням системи керування і технологічної оснастки (збільшення типорозмірів переналагоджуваних супутників, інструмента і т.д.). Істотне звуження діапазону гнучкості і, отже, зниження витрат на створення системи, забезпечується найбільш повним завантаженням і зниженням витрат часу і засобів на переналагодження системи. Це може бути досягнуто в результаті ретельного аналізу конструкції виробу з погляду забезпечення їхньої технологічності.

Однією з головних проблем забезпечення технологічності конструкції виробу є зсув центру ваги відпрацювання конструкції в зону

ранніх стадій проектування, тому що тільки в цьому випадку можливі розробка і ставлення на виробництво виробу з високими техніко-економічними показниками якості, зниження витрат на освоєння виробництва виробу, скорочення термінів підготовки виробництва, досягнення високої стабільності якості виготовлення виробів. У результаті істотно змінюється картина розподілу ефекту (K_e) і витрат (K_v) по стадіях розробки та одержується суттєва економія ресурсів (рис.1).

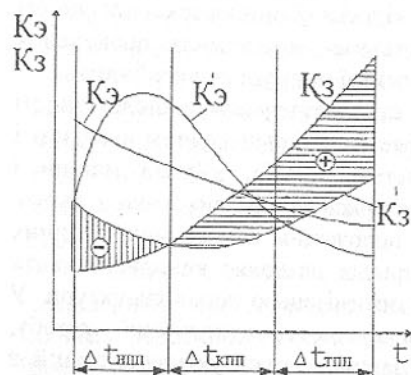


Рис.1. Розподіл ефективності розроблявальної техніки (K_e) і питомих витрат (K_v) по стадіях підготовки виробництва. Де НПВ - наукова підготовка виробництва, КПВ - конструкторська підготовка виробництва, ТПВ - технологічна підготовка виробництва. K_e , K'_e і K_v , K'_v - ефективність і витрати відповідно до і після зсуву центру ваги відпрацювання конструкції виробу на технологічність у зону ранніх стадій проектування.

аналіз конструкції на стадії проектування, заощаджує надалі при виготовленні продукції мінімум 100 часів [9]. Розподіл обсягу й ефективності робіт із забезпечення технологічності виробів машинобудування приведене на мал.2.

Як видно зі схеми, на стадіях технічної пропозиції й ескізного проекту, коли аналізуються варіанти схем, компоновань і вибираються принципові конструктивні рішення, досягається найбільша ефективність

Витрати на підготовку виробництва нової техніки по різноманітних стадіях розподіляються нерівномірно. Так, за даними академіка Д.М. Гвишиані, витрати на технологічну розробку наукових ідей у середньому в десять разів вище, чим на проведення самих досліджень, а витрати на матеріально - технічну підготовку й освоєння виробництва нової техніки ще в стільки вище, чим вартість проектно - технологічних робіт. Збільшення витрат на науково - технічну розробку на початкових стадіях, на яких виробляються основні рішення, що несуть ефект, сторицею окупаються при освоєнні виробництва й у процесі експлуатації нової техніки, та гарантують прийняття найбільше ефективних із погляду споживача й у цілому народного господарства інженерно - технічних рішень. Дослідження, проведені спеціалістами, показали, що година, яка витрачена на вибір і інженерний

відпрацювання конструкції на технологічність. Проте на цих стадіях розробки при проведенні аналітичних досліджень зштовхуються і з найбільшими труднощами. Так, у зв'язку з тим, що технологічні процеси розробляються після закінчення проектування, дані про трудомісткість виготовлення виробу і його складових частин на перших стадіях проектування відсутні. Відзначені вище протиріччя - основна причина того, що на практику відпрацювання конструкції на технологічність звичайно проводиться по робочій конструкторській документації. Це значно знижує ефективність відпрацювання на технологічність, тому що принципові зміни в конструкції на цій стадії порушують конструктивне ув'язування і затримують технічне підготування і запуск виробу у виробництво. Технічний рівень машин часто порівнюють із рівнем кращих вітчизняних і закордонних зразків. Іноді для його оцінки пропонують використовувати систему спеціальних показників.

Вимоги високоякісного виготовлення конструкцій виробів, що ускладнюються постійно, визначають необхідність удосконалення виробництва. Основними напрямками робіт, що забезпечують ріст технічного рівня виробництва, є: заміна морально застарілого і фізично зношеного устаткування; модернізація конструкції застосовуваного технологічного устаткування; підвищення рівня автоматизації і механізації виробничих процесів; упровадження більш прогресивних і удосконалюваних чинних технологічних процесів; збільшення області використання принципів уніфікації і стандартизації; упровадження заходів, що сприяють підвищенню якості виконуваних робіт; удосконалення застосовуваного інструменту і технологічної оснастки; впровадження пристроїв і механізмів для забезпечення техніки безпеки і поліпшення

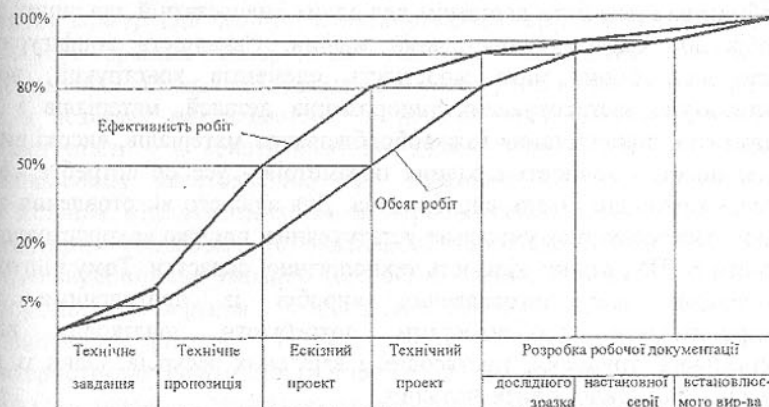


Рис.2. Схема зразкового розподілу обсягу й ефективності робіт із забезпечення технологічності виробу на стадіях проектування.

умов.

Обсяг робіт із забезпечення високоякісного виготовлення нових виробів у значній мірі визначається конструктивно-технологічною спадкоємністю нових розробок у порівнянні з виробами попередниками, раніше виготовленими на даному підприємстві. При ускладненні конструкції, зумовленому поліпшенням технічних характеристик, у порівнянні з виробом-аналогом, підвищується потреба в застосуванні нових технологічних процесів, більш вдосконаленого устаткування й оснастки. Часто виникає необхідність у застосуванні унікального технологічного устаткування, а також широкого застосування верстатів із числовим програмним керуванням, робототехнічних систем. Заходи щодо впровадження у виробництво прогресивної технології можна класифікувати по таким основним напрямках: 1) створення нових технологічних процесів і впровадження у виробництво раціональної технології шляхом заміни існуючих процесів формоутворення і складання деталей більш продуктивними, які забезпечують скорочення відходів матеріалів; 2) подальше удосконалення технологічних процесів у рамках визначеного виду опрацювання.

Дуже важливим також є і моральне старіння виробів. За період розробки конструкції, технології і виготовлення виробу часто настає період його морального старіння. Орієнтація виробу на морально і матеріально застарілу виробничу і ремонтну базу починає гальмувати виробництво прогресивних виробів. Тому важливо орієнтуватися не тільки на чинне виробництво, але і на перспективні технології. Істотний вплив на необхідний технічний рівень виробництва спричиняють конструктивно-технологічні особливості виробів. Один і той-же технічний рівень виробництва може бути достатнім для одних і недостатнім для інших типів виробів або окремих конструкцій машин. Складність конфігурації і просторових форм, мала жорсткість елементів конструкції, велика номенклатура застосовуваних типорозмірів деталей, матеріалів і їхніх сортamentів, використання важкооброблюваних матеріалів, високі вимоги до надійності і точності вихідних параметрів - усе це потребує більш високий технічний рівень виробництва. Для якісного виготовлення таких виробів застосовується унікальне устаткування, широко використовуються верстати з ЧПУ, велика кількість технологічної оснастки. Тому підготовка виробництва для виготовлення виробів із приведеними вище конструктивними особливостями потребують додаткових витрат матеріальних, трудових, тимчасових і вартісних ресурсів. Один із видів ресурсів, як правило, є визначальним.

Збільшення термінів технічної підготовки виробництва скорочує час застосування по призначенню виробів нових конструкцій через їхню

моральне старіння. Постійне розширення технічних можливостей по створенню більш досконалих виробів, тенденція збільшення термінів їхньої розробки і підготовки виробничої бази для забезпечення високоякісного виготовлення - усе це підвищує значимість чинника морального старіння конструкції. Чинник морального старіння виробів при сучасних темпах науково-технічного прогресу пояснює потребу більш часті зміни об'єктів виробництва. Науково-технічний прогрес визначає постійне збільшення номенклатури виробів. Зміна номенклатури виробів має більш високі темпи в порівнянні з темпами збільшення кількості промислових підприємств. У результаті зберігається значна питома вага підприємств з великою номенклатурою виробів дрібносерійного характеру виробництва. Часта зміна об'єктів виробництва і його дрібносерійний характер визначають невелику питому вагу в технологічних процесах технічно обгрунтованих норм. При великій кількості застосовуваних у конструкції виробів видів матеріалів і їхніх сортamentів збільшується номенклатура використовуваного ріжучого інструменту, ускладнюється організація постачання виробництва і підвищується потреба в складських помешканнях.

Технологічність конструкції є комплексною властивістю, що характеризує можливість раціонального виготовлення виробу при визначеному організаційно-технічному рівні виробництва в умовах експлуатації. Відповідно до ГОСТ 14.205-83 визначення технологічності не враховує можливість розбіжності в рівні технічних характеристик порівнюваних варіантів конструктивно-технологічних рішень, що може виявлятися вже на ранніх стадіях конструкторської підготовки виробництва. У результаті зазначених відхилень, показники якості варіантів конструкції виробу будуть декілька відрізнятися. При цьому рівень усіх варіантів конструктивно-технологічних рішень знаходиться у межах заданих значень показників якості, тому що в протилежному випадку вони з розгляду виключаються. У процесі відпрацювання виробу на технологічність у її конструкцію закладають властивості, що сприяють високоякісному виготовленню при забезпеченні умов раціонального використання різноманітних видів народногосподарських ресурсів. Це досягається, в основному, установленням відповідності між конструкцією виробу і виробничими умовами його виготовлення, а також обгрунтованим застосуванням матеріалів і раціональної спадкоємності конструктивно-технологічних рішень. Технологічність конструкцій є істотною характеристикою досконалості виробів, тому що вона значною мірою визначає рівень техніко-економічних показників виробництва. Забезпечення вимог технологічності конструкцій дає можливість створювати вироби, які відповідають високому технічному рівню, а також

є необхідною умовою підвищення продуктивності праці, раціонального використання народногосподарських ресурсів, підвищення темпів прискорення науково-технічного прогресу.

Висновок. У статті викладений аналіз стану оцінки технологічності виробів у автоматизованому виробництві.

Список літератури: 1. Балакшин Б.С. Теория и практика технологии машиностроения: В 2-х кн. Кн.2. Основы технологии машиностроения.- М.: Машиностроение, 1982.- 267с. 2. ГОСТ 14.201-83. Общие правила обеспечения технологичности конструкции изделия.- М.: Изд-во стандартов, 1983.- 14с. Введен с 01.01.84г. 3. ГОСТ 14.205-83 (СТ СЭВ 2063 – 79). Технологичность конструкции изделий. Термины и определения.- М.: Изд-во стандартов, 1983.- 6с. Введен с 01.07.83г. 4. Кован В.М., Корсаков В.С., Косилова А.Г. и др. Основы технологии машиностроения.- М.: Машиностроение, 1977.- 416 с. 5. Лавриенко М.З. Технология машиностроения и технологические основы автоматизации.- Киев: Вища школа, 1982.- 320 с. 6. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности: Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и инструменты.- Л.: Машиностроение, 1985.- 496с. 7. Методика отработки конструкций на технологичность и оценки уровня технологичности изделий машиностроения и приборостроения.// Государственный комитет стандартов Совета Министров СССР.- М.: Изд-во стандартов, 1973.- 56 с. 8. Расчет основных показателей технологичности конструкций изделий. Методические рекомендации: МР 22 - 81.- М.: ВНИИНМАШ, 1981.- 40с. 9. Технологичность конструкции изделия: Справочник / Ю.Д.Амиров, Т.К.Алферов, П.Н.Волков и др./ Под общ. ред. Ю.Д.Амирова.- 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1990.- 768 с. 10. Тимофеев Ю.В., Захаров М.В., Мельниченко О.А., Хворост В.А. Технологічність виробів у машинобудуванні та приладобудуванні: Навчальний посібник/ За ред. Ю.В.Тимофєєва.- К.: ІСДО, 1995.- 212с.

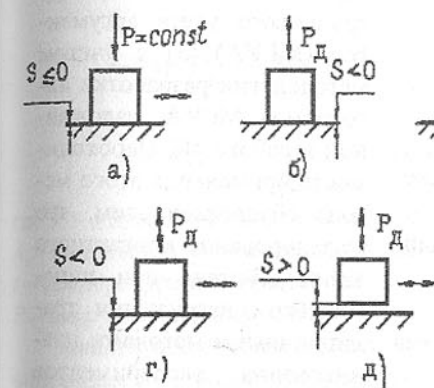
НАПРЯЖЕННОСТЬ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ИЗНАШИВАЮЩИХСЯ ТЕЛ И МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ

Ивченко Л. И., Ковалева Л. И., Лен С. Г.
(ЗГУ, НТУУ «КПИ», г. Запорожье, г. Киев, Украина)

Возможные схемы взаимодействия контактирующих тел при различных видах изменения нагрузочных параметров могут быть подразделены

на несколько разновидностей (рис. 1). Наиболее неблагоприятными условиями нагружения, с точки зрения сопротивления изнашиванию, являются такие, при которых реализуется взаимодействие поверхностей при их осциллирующем перемещении в направлении перпендикулярном прикладываемой динамической нагрузке в условиях с разрывом контакта (рис. 1д). В этом случае в зоне контакта осуществляется удар с последующим проскальзыванием. При таком виде нагружения имеет место многоосное напряженное состояние (рис. 2) с преобладанием сжатия над растяжением (подобно циклическому деформированию [1]), а не одноосное состояние типа растяжение-сжатие (как при усталости). Такое сложное напряженное состояние должно увеличивать интенсивность разрушения локальных объемов поверхностного слоя за счет большего результирующего напряжения, чем при одноосном напряженном состоянии.

Рассматривая нагружение локального объема материала в зоне контакта во времени (рис. 3), можно выделить некоторые особенности контактного взаимодействия. Так вблизи поверхности сдвиг имеет большую величину, поэтому там существует пересыщение вакансий и концентрация дислокаций, которые интенсифицируют процесс зарождения трещин. С увеличением зазора в соединении время сжатия и растяжения (τ_3), которое



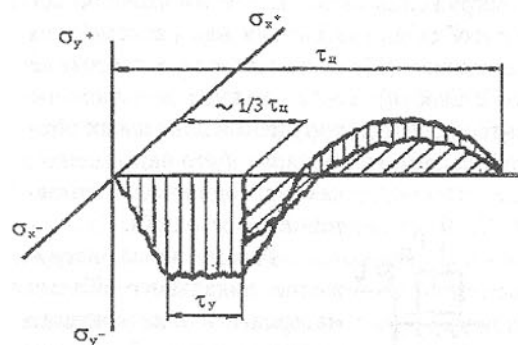
S – зазор; P – статическая нагрузка;
 P_d – динамическая нагрузка

Рис. 1. Схемы контактного взаимодействия поверхностей в условиях динамики нагружения

определяется временем полуцикла колебаний образцов, уменьшается, а время отдыха (τ_4), соответствующее времени выбора образцом зазора, следовательно, возрастает. По-видимому в этом случае процесс отдыха происходит более полно и амплитуда напряжений больше (т. е. цикл нагружения и разгрузки реализуется полностью). Кроме того, при прохождении зазора ускорение образца будет максимальным и, естественно, динамическая составляющая нагрузки к моменту контакта также будет увеличиваться.

Напряженное состояние в зоне контакта, в значительной степени определяющее износостойкость материала, являются следствием, прежде всего, воздействия внешних условий нагружения, таких как давление в

контакте, амплитуда колебаний образцов, число циклов нагружения, частота, температура. Влияние некоторых из них на интенсивность изнашивания, а также процессы контактного взаимодействия образцов из сплава ЖС6У при динамическом нагружении моделировались на газодинамическом стенде [2] в воздушной среде, нагрев образцов осуществлялся в печи сопротивления.

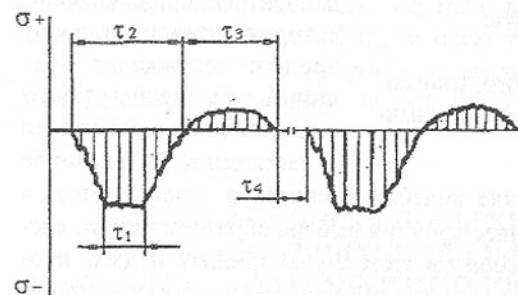


σ_x – Напряжения в направлении скольжения (сдвиг);

σ_y – напряжения в направлении перпендикулярном скольжению;

τ_x – время цикла; τ_y – время удара

Рис. 2. Гипотетическая диаграмма напряженного состояния контакта



τ_1 – время действия ударной нагрузки;

τ_2 – время сжатия;

τ_3 – время растяжения;

τ_4 – время отдыха

Рис. 3. Диаграмма локального нагружения в функции времени

С целью получения математической зависимости влияния внешних параметров нагружения на интенсивность изнашивания результаты экспериментов обрабатывались по методу группового учета аргументов (МГУА) [3] с учетом методологии разработки алгоритмов МГУА, изложенной в работе [4]. Необходимость применения этого метода обусловлено тем, что моделирование контактного взаимодействия при динамическом нагружении традиционными методами планирования экспериментов не позволяет достаточно эффективно решать поставленные задачи вследствие сложности рассматриваемых процессов и отсутствия информации о структурах моделей. Метод МГУА подобно регрессионному анализу относится к экспериментальным методам моделирования, поскольку основаны на обработке результатов наблюдений, полученных как при пассивном, так и активном экспериментах. Однако в отличие от

регрессионного анализа, где структура модели задается, здесь основное внимание уделяется определению структуры оптимальной сложности.

Задачей построения математической модели изнашивания жаропрочного материала в условиях динамики нагружения заключалась в определении математического ожидания – $M(1/x; \ln x; 1/x; \ln y/x)$ как функции интенсивности изнашивания. Оптимальная сложность модели определяется по критерию сходимости (точности) среднеквадратической ошибки на всей последовательности (ошибка аппроксимации). Остановка селекции осуществляется по минимуму этой ошибки. В результате была получена модель, описывающая влияние внешних параметров нагружения на интенсивность изнашивания:

$$\exp(J_v) = 0,14582 - 1,16479 \frac{1}{A_k} + 152,99 \frac{\ln(t^2)}{t^2} - 0,1846 \frac{P}{A_k t^2} + 8,0349 \cdot 10^{-9} \frac{P}{A_k t^4} - 24,42 \frac{1}{P} + 4,941 \cdot 10^{-8} \frac{1}{t^2 A_k} + 64,13 \ln P \ln(t^2) \frac{1}{P^2} + 1,46 \cdot 10^{-5} \frac{P^2}{A_k t^2} - 4,695 \cdot 10^{-13} \frac{P}{t^4 A_k} - 7,0796 \frac{(\ln P)^2 (\ln t)^2}{P t^2}$$

где J_v – интенсивность изнашивания, $\text{мм}^3/\text{цикл}$;

A_k – амплитуда колебаний образцов, мм ;

t – температура испытаний, $^\circ\text{C}$;

P – нагрузка в контакте, Н .

Анализ полученной модели показал ее соответствие физической сути описываемого процесса, удовлетворительную сходимость результатов испытаний с расчетными, а также возможность ее использования для определения и оценки наиболее опасных сочетаний нагрузочных параметров.

Список литературы: 1. Hirth I. P., Rigney D. A. Microstructural models for friction and wear // Strength metals and alloys proc. Int. Conf. Nachen, 1979, v. 3. Toronto, 1980. –р. 1483 - 1502. 2. Іщенко Л. Й., Андриенко А. Г. Метод трибологічних випробувань матеріалів за умов циклічного силового і температурного навантаження // Металознавство та обробка металів. –1996. №3. –с. 62 – 65. 3. Ивахненко А. Г., Юрячковский Ю. П. Моделирование сложных систем по экспериментальным данным. М.: Радио и связь, 1987. –120 с. 4. Родін П. Р., Внуков Ю. М., Гопка В. И., Грабченко А. І., Девін Л. М., Ивахненко О. Г., Кренделсв В. М., Равська Н. С., Ревякін С. В., Ядловський І. Т. Розробка лезового інструменту вищої категорії якості та освоєння його промислового виробництва, МО України, НТУУ «КПІ», том 2, 1997. –218 с.

ВОЗМОЖНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ДЕФЕКТНОСТЬЮ ШЛИФОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ СТЕКЛА ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ

Калафатова Л.П. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Operation characteristics of pyroceramics goods depend on the defectness of the machined surface which is predetermined by the level of force of grinding. The principles of modelling the technological processes of pyroceramics goods abrasive machinig have been worked out. These principles ensure minimal force of grinding on the surface formed.

Среди причин, определяющих интенсивность процесса диспергирования хрупких неметаллических материалов, глубину и структуру возникающего дефектного слоя, основными являются предел прочности обрабатываемого материала и уровень силового воздействия на формируемую поверхность изделия или энергоемкость процесса резания, от которых зависит напряженно-деформированное состояние материала изделия в зоне резания. Одним из факторов, влияющих на величину и направленность приложенных сил резания, является режим обработки.

Параметры режима - скорость резания (v , м/с), глубина резания (t , мм), подача (s , мм/об. изд), достаточно просто поддаются трансформации. Для некоторых видов шлифования, например, круглого внутреннего или наружного шлифования к параметрам режима необходимо отнести окружную (v_u , м/мин) или угловую (w_d , 1/с) скорости изделия. Влияя на скорость и характер перемещения алмазных зерен относительно обрабатываемой поверхности, параметры режима определяют размеры толщины элементарного среза a_z , снимаемого одним зерном, и, как следствие, величину усилий, действующих на зерна и обрабатываемый материал, производительность процесса шлифования и качество обработки.

А.Л. Ардамацкий [1] предлагает для оценки влияния режима шлифования на процессы абразивного диспергирования стекломатериалов использовать обобщенную зависимость толщины элементарного среза a_z , полученную Е.Н. Масловым, и справедливую для основных способов шлифования

$$a_z = \frac{v_u}{60v \pm 2v_u} \sqrt{t_\phi l_\phi} \sqrt{\frac{1}{D} + \frac{\alpha}{d} \frac{s_0}{B}}, \quad (1)$$

где t_ϕ и l_ϕ - фактические глубина резания и среднее расстояние между зернами, мм; D и d - соответственно, диаметр круга и диаметр изделия, мм; s_0 - продольная подача, мм/об. изделия; B - ширина рабочей поверхности круга, мм; α - коэффициент, учитывающий метод шлифования: для наружного круглого шлифования $\alpha=1$, для внутреннего $\alpha=-1$, для плоского $\alpha=0$.

Установлено [2], что закономерности процесса шлифования характеризуются условиями работы единичного алмазного зерна. Поэтому в связи с тем, что с увеличением толщины среза возрастает нагрузка на зерно и, соответственно, на обрабатываемый материал, варьируя параметры процесса шлифования, входящие в приведенное уравнение, можно проследить за их влиянием на работу зерна и, следовательно, на производительность работы инструмента, его износ и качество формируемой поверхности.

Параметром режима шлифования, уменьшающим величину толщины среза и усилий резания, прежде всего является скорость резания. Увеличение скорости резания до некоторого предела (для стекломатериалов это $v=25-30$ м/с) облегчает процесс диспергирования, способствует повышению производительности обработки, снижению износа инструмента, шероховатости поверхности и, по всей видимости, уменьшению глубины дефектного слоя. По данным [2] скорость резания - единственный фактор, обеспечивающий и интенсификацию процесса диспергирования, и повышающий качество обработанной поверхности. Увеличение всех остальных факторов, а именно, глубины врезания (или поперечной подачи), силы прижима круга к обрабатываемой поверхности (шлифование с постоянным нормальным усилием на круге), продольной подачи, частоты вращения или окружной скорости изделия, интенсифицируя процесс диспергирования и, способствуя росту производительности, увеличивают усилия резания (энергоемкость процесса резания) и ухудшают качество обработки.

Экспериментальные исследования влияния режима шлифования стекломатериалов на силовые характеристики процесса [3] позволили установить зависимости радиальной P_y и тангенциальной P_z составляющих усилий резания при реализации схемы плоского врезного шлифования сигнала АС-418 при работе правленным кругом 1А1 - 200х6х3хх76 АС 20 250/200 - 4 - М1

$$P_y = 75,3v^{-0,55}s^{0,68}t^{0,92}B; \quad (2)$$

$$P_z = 54,2v^{-0,87}s^{0,68}t^{1,37}B. \quad (3)$$

Аналогичные зависимости при сохранении тех же тенденций влияния параметров режима на силовые характеристики процесса получены нами и другими авторами [2] для определения составляющих усилия реза-

ния при круглом наружном и внутреннем шлифовании ситаллов алмазными кругами на металлической связке.

Необходимо обратить внимание, что при шлифовании хрупких неметаллических материалов отношение P_z/P_y , называемое в ряде источников [4] коэффициентом абразивного резания f_a , невелико и составляет от 0,3 для кремния до 0,13 для сапфира и 0,12 для керамики ЦМ 332. Для стекол и ситаллов f_a изменяется в указанном выше промежутке, уменьшаясь с увеличением хрупкости материала. Следовательно, для материалов на основе стекла величина составляющей силы резания P_y , максимально влияющая из-за ее направленности в обрабатываемый материал на развитие дефектного слоя, практически на порядок больше чем P_z , обеспечивающая удаление материала припуска. Поэтому желание получить минимальный уровень развития дефектного слоя при шлифовании хрупких неметаллических материалов сопряжено с необходимостью решения задачи выбора рациональных значений параметров режима обработки, обеспечивающих снижение P_y в сочетании с экономически оправданным уровнем производительности процесса.

Имеющиеся в литературе сведения, однозначно свидетельствуют о существенном влиянии параметров режима шлифования на уровень силового воздействия на обрабатываемый материал. Однако данные об их влиянии на дефектность формируемой поверхности практически отсутствуют. Для установления зависимостей между значениями параметров режима шлифования, составляющими силы резания и дефектностью обработанной поверхности были проведены исследования, результаты которых представлены в настоящей работе.

Исследования проводились при внутреннем шлифовании алмазным кругом 1A1 100x32x3x3 - А 400/315 - 4 - М1 крупногабаритных полых деталей типа тел вращения сложной пространственной формы из ситалла АС-418. Скорость шлифования $v=30$ м/с. Диапазон варьируемых параметров: $t=0,3 - 1,4$ мм; $s=4,0 - 27,0$ мм/мин; $w_d=8,3 - 10,5$ л/с и охватывал все значения, которые обычно используются в производственных условиях при шлифовании изделий аналогичного класса на различных этапах обработки. Максимальное значение подачи $s=27,0$ мм/мин выбрано как предельно допустимое, исходя из условий нормальной работы инструмента. В качестве технологической среды использовалась вода. Обработка велась инструментом, обладающим установившимся уровнем режущей способности.

В процессе эксперимента исследовалось влияние параметров режима шлифования на дефектность формируемой поверхности и по полученным данным определялся параметр режима, наиболее существенно воздей-

ствующий на процесс дефектообразования. Им оказался уровень подачи шлифования. Для группы образцов, шлифованных с различными значениями подачи, помимо оценки дефектности определялась прочность на изгиб (σ_u , МПа). Из цилиндрических участков деталей, обработанных в соответствующих условиях, вырезались криволинейные образцы, которые затем подвергались изгибу по трехточечной схеме нагружения.

Для исследования глубины и структуры нарушенного обработкой слоя материала использовался метод люминесцентной дефектоскопии в сочетании с послойным химическим травлением образцов до уровня, обеспечивающего полное отсутствие дефектов, обусловленных обработкой [5]. Дефектность обработанной поверхности при каждом режиме обработки определялась по четырем образцам, как среднее. Общая глубина травления отдельного образца (h_d , мкм) соответствовала полному удалению дефектов, вызванных обработкой; шаг травления - 10 мкм. По микрофотографиям дефектной поверхности определялся вид дефектов (точечные, трещины, строчные), число дефектов каждого типа, а также находились относительная плотность дефектов ($S_{от}$, %), величина усредненных единичных дефектов (d_d , мкм) типа точек, а также длина (l_m , мкм) и площадь ($s_{ед}$, мкм²) усредненного единичного дефекта типа трещины.

Визуальный анализ и подсчет микрофотографий дефектных поверхностей ситалла на различных уровнях травления позволил выявить следующие основные закономерности изменения формы и размеров дефектов в зависимости от глубины залегания и режима обработки. Режимы шлифования меняют вид дефектов (пятна, трещины), их размеры, плотность, глубину проникновения и распределение по глубине дефектов различных типов. Известно, что при абразивной обработке хрупких неметаллических материалов, дефекты представляют собой систему трещин, возникающих при динамическом взаимодействии зерен инструмента с обрабатываемым материалом, и распространяющихся в объеме изделия. Таким образом, возникает так называемый дефектный или трещиноватый слой материала (h_d). Микрофотографии травленной поверхности шлифованных в разных условиях образцов представляют собой фрагменты срезов этого трещиноватого слоя, в которых трещины располагаются различным образом. Можно предположить, что дефекты типа пятен - это сечения трещин, уходящих в глубь образца в направлении, близком к нормальному по отношению к обрабатываемой поверхности. Чем меньше диаметр этих пятен, чем быстрее уменьшается их размер по мере заглубления от обработанной поверхности, тем менее массивными были возникшие трещины и тем более щадящим был режим обработки. Этот вид дефектов отмечен на образцах,

шлифованных с малыми значениями подачи, глубин и скорости вращения детали.

Обработка ситалла в осложненных условиях (большие глубины резания, значительные динамические нагрузки, связанные с увеличением подачи и скорости вращения изделия) приводят к трансформациям размера и направленности развития дефектов-трещин. Направления трещин отклоняются от нормали к поверхности обработки. Они ветвятся, пересекаются, выходят в плоскость травления, проникая на существенную глубину. Эти дефекты далее условно названы как дефекты типа трещин.

При шлифовании с шадящими режимам ($t=0,3 - 0,6$ мм; s - до 14,5 мм/мин) на глубине залегания до $h_d=60$ мкм дефектность выражена в виде мелких пятен ($d_d < 30$ мкм) или пятен в сочетании с мелкими тонкими трещинами ($l_m < 70$ мкм), ориентированными в направлении движения подачи при контакте инструмента и детали. Интенсификация режима ($t=0,9$ мм и более; $s>10$ мм/мин) сопровождается увеличением размеров дефектов типа пятен и появлением массивных дефектов типа трещин, проникающих на глубину от 70 до 150 мкм.

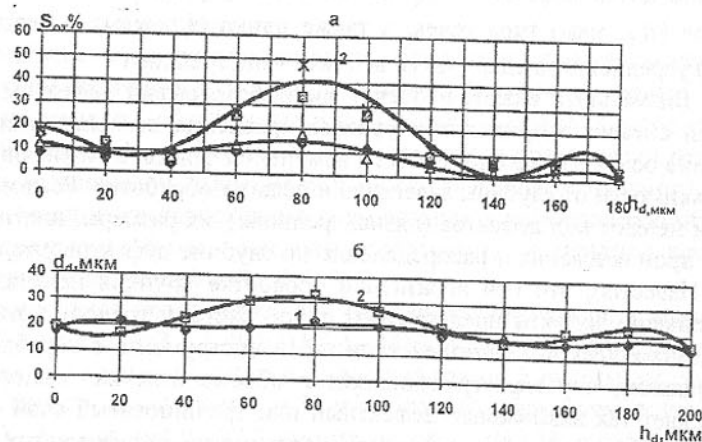


Рис. 1. Зависимость параметров дефектности: а) - относительной плотности дефектов; б) - величины усредненного единичного дефекта точечного типа от глубины залегания при шлифовании ситалла с режимами: 1 - $t=0,9$ мм, $s=14,5$ мм/мин, $w_d=10,5$ л/с; 2 - $t=0,9$ мм, $s=23,0$ мм/мин, $w_d=10,5$ л/с.

На рисунке 1 представлены экспериментальные зависимости изменения относительной плотности и величины усредненного единичного де-

фекта типа пятен в зависимости от глубины залегания для различных условий шлифования. Как видно из этих рисунков, полученные экспериментальные зависимости $S_{от}=f(h_d)$ и $d_d=f(h_d)$ имеют экстремальный характер и зависят от подачи, влияющей на уровень сил резания.

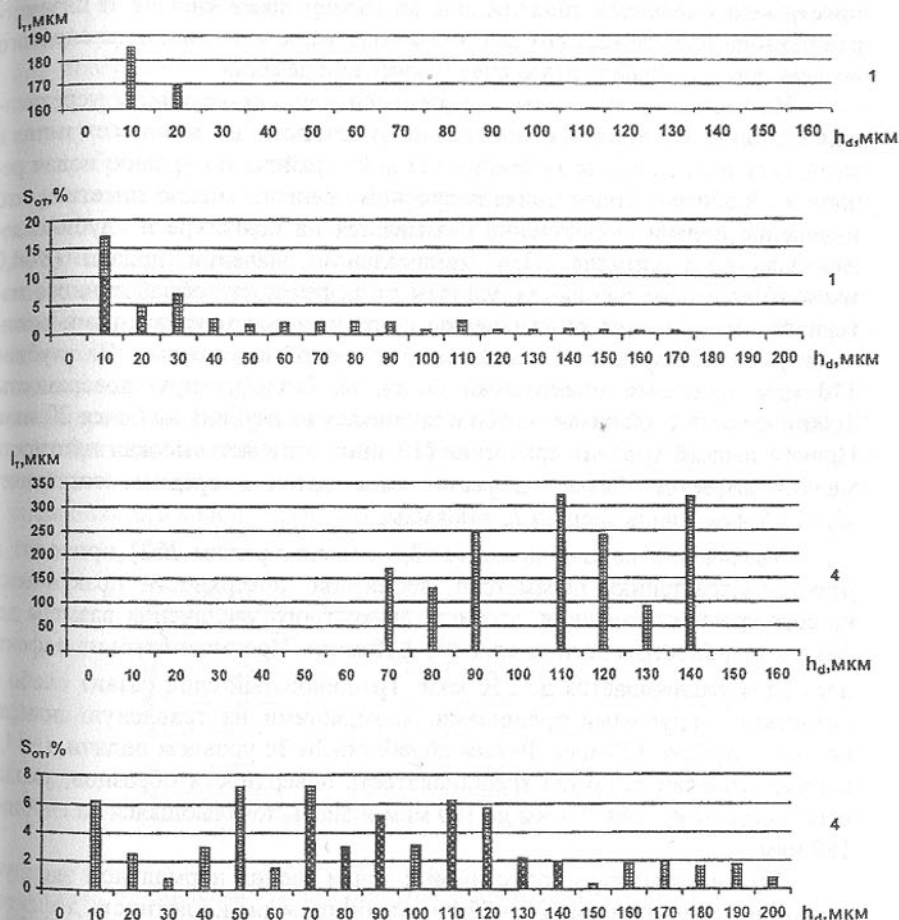


Рис. 2. Диаграммы изменения величины усредненных единичных трещин и относительной плотности дефектов в зависимости от глубины залегания при алмазном шлифовании ситалла на режимах: 1 - $t=0,9$ мм, $s=4,0$ мм/мин, $t=0,9$ мм, $w_d=10,5$ л/с; 4 - $t=0,9$ мм, $s=27,0$ мм/мин, $w_d=10,5$ л/с.

$w_d=10,5$ л/с. Величина затемненных участков диаграмм $S_{om}=f(h_d)$ соответствует относительной плотности дефектов типа трещин

Анализ микрофотографий позволяет заключить, что характер распространения дефектов типа трещин, их размер также зависят от параметров режима (прежде всего от величины подачи), или от величины силового воздействия на обработанную поверхность при резании.

На рисунке 2 показаны диаграммы изменения величины усредненных единичных трещин и относительной плотности дефектов всех типов в зависимости от глубины залегания для двух крайних по уровню подач режимов обработки. Сопоставляя полученные данные, можно отметить, что изменение подачи существенно сказывается на структуре и глубине дефектного слоя ситалла. При минимальном значении подачи ($s=4,0$ мм/мин) получены лучшие результаты по дефектности обработанного материала - наименьшие по сравнению с другими рассматриваемыми режимами размеры дефектов в сочетании с их низкой плотностью. На глубине 170 мкм обеспечен практически выход на бездефектную поверхность. Трещиноватый слой развит слабо и проникает на глубину не более 20 мкм. Причем первый уровень травления (10 мкм) отличается высокой плотностью мелких дефектов. Размер дефектов типа пятен в среднем составляет $d_d=11,5$ мкм, длина трещин $l_m=180$ мкм.

Увеличение подачи вдвое ($s=8,8$ мм/мин, режим №2) приводит к резкому возрастанию параметров дефектной поверхности практически на всех уровнях травления, достигая двукратного увеличения размера дефектов в приповерхностном слое ($h_d \leq 40$ мкм). При этом глубина дефектного слоя увеличивается до 250 мкм. Трещиноватый слой развит слабо и представлен крупными трещинами, выходящими на травленую поверхность на глубине 120 мкм. Режим обработки № 3с уровнем подачи $s=14,5$ мм/мин отличается развитой трещиноватостью поверхности образцов, уходящая вглубь от уровня 20 мкм до 100 мкм и вновь появляющаяся на глубине 160 мкм.

При максимально допустимой с точки зрения нормальной эксплуатации инструмента подачи ($s=27,0$ мм/мин) размеры и плотность дефектов типа пятен практически равнозначна величине соответствующих параметров, полученных в результате обработки детали с режимом №2. Однако дефектность при более нагруженном режиме шлифования ситалла отличается развитый трещиноватый слой, образованный сплошными трещинами, формирующимися на глубине 70 мкм и распространяющимися до уровня 140 мкм (см. рис.2, режим № 4). В результате структура дефектного слоя отличается большей насыщенностью, что предполагает возможность более

низкой прочности изделия, обработанного на этом режиме, по сравнению с обработкой при других рассматриваемых вариантах.

Результаты испытаний на прочность образцов, вырезанных из деталей, обработанных с параметрами режима $t=0,9$ мм, $w_d=10,5$ л/с и при вариации подачи, приведены на рисунке 3. В процессе исследований установлено, что прочность образцов является функцией дефектности обработанной поверхности, которая зависит от величины подачи шлифования. Так обработка с минимальной подачей (режим №1) приводит к наименее развитому дефектному слою, чем обеспечивается наиболее высокая прочность образцов. Увеличение подачи до следующего уровня сопровождается увеличением дефектности обработанной поверхности и пропорциональным падением прочности. Шлифование ситалла с максимально допустимой подачей (режим №4) отличает наиболее развитая структура дефектного слоя, включающая глубокие единичные трещины, распространяющиеся на значительную глубину от обработанной поверхности. Прочность образцов при этом режиме минимальна и, практически, вдвое меньше, чем при использовании режима №1. Таким образом, можно отметить, что увеличение подачи шлифования сопровождается немонокотным падением прочности образцов. Для обеспечения требуемой прочности изделия дефектный слой, внесенный при шлифовании, должен быть удален на последующих операциях доводки и упрочнения изделий.

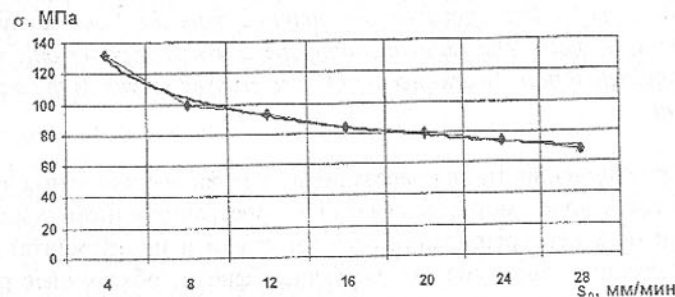


Рис. 4. Зависимость результатов прочностных испытаний деталей от уровня подачи при шлифовании

Обобщая полученные результаты, можно заключить следующее. Интенсификация режима обработки за счет увеличения глубины резания, подачи, скорости вращения детали вызывают увеличение сил резания, приводит к развитию дефектности поверхностного слоя изделия и, как следствие, к снижению его прочностных характеристик. Изменяя параметры режима шлифования, возможно управлять дефектностью обработанной поверхности ситаллов и других материалов на основе стекла.

Список литературы: 1. Ардамацкий А.Л. Алмазная обработка оптических деталей. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. - 232 с. 2. Перерозин М.А. Справочник по алмазной обработке стекла. - М.: Машиностроение, 1987. - 224 с. 3. Калафатова Л.П. Влияние технологической наследственности на эффективность процессов механической обработки стекломатериалов // Справочник. Инженерный журнал. 1997. № 9. С. 7 - 11. 4. Попов С.А., Малевский Н.П., Терещенко Л.М. Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. - М.: Машиностроение, 1977. - 263 с. 5. Калафатова Л.П. Диагностика дефектности обработанной поверхности технических сплавов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научн. тр. - Донецк: ДонГТУ. - 1997. - Вып. 4. С. 66-74.

ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ И ОТДЕЛКИ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС МЕТОДОМ ОБКАТКИ В ПРОСТРАНСТВЕННОМ СТАНОЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Кириченко И.А., Доан Дык Винь (ВУГУ, г. Луганск, Украина)

The article deals with tools intended for treatment and finishing of the cylindrical wheels teeth using the method of knurling in a spaced machine tool engagement. The tools for this operation are obtained from the "one-cavity hyperbolic" type work-piece. The relative sliding speed which appears only when axes of a technological pair "work-piece-tool" are crossed serves as the main cutting movement.

В промышленности для нарезания и отделки эвольвентных зубьев цилиндрических колес методом обкатки в пространственном станочном зацеплении (при перекрещивании осей заготовки и инструмента) применяются следующие инструменты: червячные фрезы, обкаточные резцы [1], шеверы, хоны, шлифовальные абразивные червяки.

Все рассматриваемые инструменты разделим на две группы:

1) инструменты с режущими поверхностями, т.е. шлифовальные абразивные червяки и хоны; 2) инструменты с режущими кромками, т.е. червячные фрезы, обкаточные резцы и шеверы.

Определение режущей поверхности на шлифовальном абразивном червяке или хоне сводится к определению поверхности, сопряженной с боковой поверхностью обрабатываемого зуба аналитическим, кинематическим, методом Х.Г. Гохмана или другими методами, известными из теории зацепления или ТММ. При этом сопряженные поверхности могут иметь как точечный, так и линейчатый характер касания. При точечном характере

касания для полной обработки боковой поверхности зуба, кроме движения обкатки изделия и инструмента, необходимо дать еще дополнительные движения инструменту вдоль оси обрабатываемого цилиндрического зубчатого колеса. При линейчатом характере касания сопряженных поверхностей движение подачи можно исключить.

Необходимо иметь в виду, что сопряженные поверхности зубьев с эвольвентным профилем, смонтированные на перекрещивающихся валах, имеют точечный характер касания [2]. Это значит, что, если из этой кинематической пары получить технологическую пару, при которой возможно осуществлять нарезание зубьев на заготовке по методу обкатки, то режущая кромка инструмента, полученного из одного элемента этой кинематической пары, должна представлять собой единственную линию — линию контакта поверхностей зубьев этого элемента с сопряженной поверхностью зубьев другого элемента кинематической пары. При этом заметим, что инструмент подают вдоль прямолинейной образующей цилиндрической поверхности, т.е. параллельно оси нарезаемого цилиндрического колеса.

Точечный характер зацепления объясняется тем, что цилиндрические зубчатые колеса получены в плоском станочном зацеплении (на параллельных осях), а работают в пространственном станочном зацеплении (на перекрещивающихся осях). Точечный характер касания нарезаемого цилиндрического зубчатого колеса с цилиндрическим производящим колесом также объясняется пространственным станочным зацеплением контактирующих поверхностей, полученных в плоском станочном зацеплении.

Естественно, с таким положением многие исследователи зубчатых колес и инструментов не могли согласиться [3], [4]. И действительно, развитие метода обкатки неизбежно привело к мысли о том, что нарезание колес и инструментов возможно при нарушении указанного выше условия, требующего обязательной параллельности осей нарезаемого колеса и инструмента. В этом случае получают иные инструменты, отличающиеся от инструментов, полученных обычным способом.

В настоящее время при скрещивании осей долбяка и нарезаемого колеса получены: ортогональная цилиндро-гипоидная передача, гиперболическая незвольвентная передача внутреннего зацепления, цилиндро-гиперболическая передача [3], косозубое-колесо долбяком в пространственном станочном зацеплении.

Необходимо заметить, что долбяки спроектированы для зубодолбления зубьев в плоском станочном зацеплении, и поэтому долбление и зуботочение зубьев долбяками в пространственном станочном зацеплении является некорректным, а в случаях очень больших углов ($\beta > 80^\circ$) наклона зубьев становится невозможным.

Проведенные авторами исследования зуботочения зубьев на заготовках вида "однополостной гиперболоид" показали, что инструментальное цилиндрическое зубчатое колесо не затылуется. В результате передние углы режущих граней могут быть любыми и в основном зависят от обрабатываемого материала зубьев и их твердости, а также от материала инструмента и его твердости. В рассматриваемом случае вместо статических задних углов появляются кинематические, величина которых принимает значения больше 10° . Такое положение объясняется "отходом" нарезаемого зуба от инструмента. В результате точность нарезаемых колес резко повышается. Это объясняется тем, что стружечные канавки могут прорезаться даже с переменными шагами и с любой точностью.

Нарезка прямозубых зубьев может производиться на станках с гитарами деления, а нарезка винтовых зубьев ведется при настройке гитар деления и дифференциала. При этом необходимо иметь в виду, что при малом передаточном числе пары "инструмент-колесо" подбираются станки с малыми характеристиками, в противном случае гитары не удастся настроить.

Станок настраивается по минимальному межосевому расстоянию пары, находящемуся под горловым сечением, т.е. по суммарному делительному расстоянию - "горловое сечение - цилиндрическое колесо".

Если имеется кинематическая пара цилиндрических колес с точечным касанием сопряженных поверхностей их зубьев и если желать из этой пары получить технологическую пару "заготовка-инструмент", при помощи которой возможно осуществить нарезание зубьев на заготовке по методу обкатки, то режущая кромка инструмента, полученного из одного элемента этой кинематической пары, должна представлять собой единственную линию - линию контакта на поверхности зубьев этого элемента с сопряженной поверхностью зубьев другого элемента кинематической пары.

Режущая кромка в виде линии контакта на поверхности зубьев одного из элементов пары с точечным контактом практически оказывается трудно осуществимой.

Таким образом, профилирование режущих кромок на обкаточном резце для нарезания зубьев (витков) на изделии ведется в зависимости от вида кинематической пары: 1) кинематическая пара с линейчатым контактом; 2) кинематическая пара с точечным контактом.

При этом если имеется кинематическая пара с линейным контактом, то определение режущей кромки в этом случае не представляет трудностей. Если же имеется кинематическая пара с точечным касанием, то режущая кромка инструмента должна представлять собой единственную линию - линию контакта на поверхности зубьев этого элемента с сопряженной поверхностью зубьев другого элемента кинематической пары.

Список литературы: 1. Родин П.Р. Основы проектирования режущих инструментов. - К.: "Вища школа", 1990. - 242с. 2. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. Изд. 2-е, - переработ. - М.: Машиностроение, 1969. - 432с. 3. Давыдов Я.С. Неэвольвентное зацепление. - М., Машгиз, 1950. - 197с. 4. Витренко В.А. Гиперболоидные инструменты для обработки и отделки цилиндрических прямозубых зубчатых колес. Докт. десерт. Луганск, 1995. - 304с.

ЯПОНСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВОМ И КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ

Клягин Г.С. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Successes of Japanese economics are connected with the peculiarities of the management system. Japanese methods of management by manufacture and quality of production differ from European and American ones. The main principles of Japanese point of view to the management system are described in the article.

ВВЕДЕНИЕ

В американской промышленности в течение длительного периода наблюдался стабильный рост производительности. В течение 20 лет после второй мировой войны увеличение производительности труда составляло ежегодно 3%, то есть на 0.6-0.8% больше, чем в Японии, Англии, Германии. В 1960 г. 95% автомобилей, стали и бытовой электроники на рынках Америки было произведено в США, а американский бизнес имел 25% мирового рынка промышленной продукции.

Внезапно картина мировой экономики и лидерства в производительности труда резко изменилась. В период с 1973 по 1983 г. рост производительности в США падал приблизительно на 0.4% в год. В 1979 г. падение производительности составило фактически уже 2%. Доля американского экспорта на мировом рынке снизилась на 11%. Еще больше озадачивал тот факт, что доля американской промышленности на внутреннем рынке автомобилей упала до 79%, стали - до 86%, а бытовой электроники - до 50%. По темпам роста производительности труда США отстали от многих торговых партнеров и конкурентов. В Японии же рост производительности труда был значительно выше среднемирового показателя. Эта же тенденция продолжала действовать и в 80-х годах.

Первая реакция американских менеджеров на падение производительности и потерю рынков был поиск виновных. Япония, считали они,

ведет нечестную конкуренцию, поскольку там дешевый труд и правительство дает субсидии; чрезмерное правительственное регулирование подрывает американскую промышленность; у профсоюзов слишком много прав; инфляция; рост цен на энергию. В этих утверждениях была и доля правды. Но при внимательном и тщательном изучении проблемы вскрылись интересные факты. Например, положение со стоимостью энергии, правительственным регулированием, стоимостью рабочей силы в американской промышленности оказалось менее тягостным, чем у зарубежных партнеров. Абсолютно не воспринимался тот факт, что американские потребители приобретают японские автомобили и электронику не потому, что они дешевле, а потому, что они лучше. Анализ ситуации вскрыл необычные факты. Многие из рационализаторских японских методов представляют собой адаптированные идеи, взятые из старых учебников по менеджменту. Так робототехника была доступна любой американской фирме, которая захотела бы ее внедрить, но японцы использовали ее лучше.

Кроме того, было установлено, что подход японских руководителей к вопросам управления был гораздо более широким. В отличие от своих американских коллег японские менеджеры не ищут быстрых путей решения проблемы производства и прибылей. Они хорошо поняли, что одно увеличение производства не обеспечивает повышения производительности, и что качество имеет не меньшее значение. К тому же японские менеджеры не разрабатывали мероприятия по повышению производительности за закрытыми дверями кабинетов и не «вываливали» их на головы ничего не подозревающих рабочих. Они осторожно проводили тщательно спланированные изменения.

Причина ведущей роли Японии в области производительности не представляет мистического секрета. Причина здесь одна – хорошее управление. Человек с его слабостями и возможностями был помещен в самый центр управленческой концепции. Еще в 30-годах К.Мацусита осознал необходимость глубокого, всестороннего изучения всех тонкостей обращения с человеком как с ключевым элементом экономического механизма, но элементом хрупким, относительно ненадежным, требующим безупречно отлаженного управленческого контроля. Благодаря его идеям в японской системе управления сложилась строго иерархическая триада приоритетов – человек, финансы, технология.

ПРИНЦИПЫ ЯПОНСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Современные методы управления сложились в Японии в условиях послевоенной разрухи, которая поставила перед руководителями задачу восстановления социальной, политической и экономической жизни. Именно в этот период лидеры японского бизнеса начали постигать социальную ответственность за последствия своей деятельности.

Это не означает, что до 1945 года в Японии не было эффективной системы управления производством. Просто послевоенный кризис дал стимулы для поиска модели национальной экономики, благо она уже была готова. Еще 5 мая 1932 года К. Мацусита, основатель компании «Мацусита Денки», которого в Японии называют «всесильным волшебником менеджмента» и «основателем вероучения об управлении», произнес перед почти двумястами своих служащих пламенную речь. Именно в этот день он постиг предназначение производителя: *«Роль производителя в том, чтобы преодолеть бедность»*.

Руководители предприятий осуществляли свои задачи, сначала применяя традиционные методы управления, а затем с помощью усвоенных ими теории и методов американского управления. Они пытались не только творчески применить предвоенный опыт к новым условиям, но и извлечь полезные уроки, воспринять новые идеи и таким образом найти новый, японский путь развития.

В результате основные черты японской системы управления определяют ряд концепций, отсутствующих в других моделях. Важнейшими из них являются система пожизненного найма и процесс коллективного принятия решений.

Японское общество однородно и пронизано духом коллективизма. Японцы всегда мыслят от имени групп. Личность осознает себя, прежде всего как члена группы, а свою индивидуальность – как индивидуальность части целого. Руководящий принцип японского менеджмента находится в согласии с исследованиями Э. Майо, который показал, что работа есть групповая деятельность.

Вопрос о том, какие черты человека окажутся достаточно прочными для того, чтобы на них можно было опереться в условиях быстрого изменения общественной психологии и этических ценностей, для Японии, как и для других стран, остается до сих пор открытым. Многие исследователи считают, что даже кажущиеся наиболее современными особенности мышления и чувствования личности и общественных групп являются порождением прошлых эпох и по ходу развития общества исчезнут. Изменение методов управления в Японии сегодня характеризуется возрастанием свободы выбора концепций для создания оптимальных систем, однако, при этом традиционные методы управления не забываются. Стремление к изменениям, основанное на уважении к национальным духовным ценностям, ярко продемонстрировано в следующем высказывании одного из виднейших предпринимателей Японии С. Хонды:

«Тот, кто является руководителем организации, должен, прежде всего, сделать свое управление всесторонне обоснованным. Это значит, что он должен прекрасно понимать цели деятельности своей организации, обос-

новывать ее политику и создавать планы по достижению поставленных задач так, чтобы его подчиненные работали с сознанием собственного достоинства и получали от работы удовлетворение. Лидер должен обладать теоретически сильной и практически применимой концепцией».

Другой немаловажной особенностью японского менеджмента является концепция непрерывного обучения. Японцы уверены, что непрерывное обучение приводит к совершенствованию мастерства. Каждый человек путем непрерывного обучения может улучшить выполнение своей работы. Это приводит к саморазвитию, а достигнутые результаты приносят моральное удовлетворение. С другой стороны, целью обучения является подготовка к более ответственной работе и продвижения по службе. Но, в отличие от западного подхода к управлению, японцы придают особое значение долгу в совершенствовании мастерства без ожидания какой-либо материальной выгоды.

Японцы восприимчивы к новым идеям. Они любят учиться на чужих ошибках и извлекать выгоду из чужого опыта. Они внимательно наблюдают за происходящим в мире и систематически пополняют информацию из-за рубежа. Они заимствуют и быстро усваивают новые технологические методы и процессы. Японские рабочие не оказывают сопротивления внедрению новинок технического прогресса. Инновация - основа экономического роста.

Описанные выше представления были важны для подготовки изменений в японской стратегии управления и стиле руководства, а также для структурной перестройки отдельных предприятий и экономической системы в целом. Стержнем новых концепций стало признание социальной ответственности, лежащей на управляющих.

В 1947 году предприниматель, один из основателей компании «Рапалсоник» И. Мацусита основывает творческую лабораторию «Дойкай» для исследования новых управленческих решений. В одном из документов этой лаборатории господин Мацусита отмечает в 1956 году:

«Действия управляющего в современной корпорации выходят далеко за рамки извлечения прибыли. Как с нравственной, так и с практической точки зрения жизненно необходимо, чтобы управляющие стремились к производству продукции наивысшего качества при наименьших ценах путем использования производственного потенциала в соответствии с общими интересами экономики и в целях повышения благосостояния всего общества».

Чем отличается японский метод управления от методов, используемых в большинстве стран Европы и Америки? Прежде всего, своей направленностью: основным предметом управления в Японии являются трудовые ресурсы. Цель, которую ставит перед собой японский управляющий

- повысить эффективность работы предприятия в основном за счет повышения производительности труда работников. Между тем в европейском и американском менеджменте основной целью является максимальная прибыль, то есть получение наибольшей выгоды с наименьшими усилиями.

По мнению японского специалиста по менеджменту Хидеки Йосихара, есть шесть характерных признаков японского управления.

1) **Гарантия занятости и создание обстановки доверительности.** Такие гарантии ведут к стабильности трудовых ресурсов и уменьшают текучесть кадров. Стабильность служит стимулом для рабочих и служащих, она укрепляет чувство корпоративной общности, гармонизирует отношения рядовых сотрудников с руководством. Освободившись от давящей угрозы увольнения и имея реальную возможность для продвижения по вертикали, рабочие получают мотивацию для укрепления чувства общности с компанией. Гарантии занятости в Японии обеспечивает система пожизненного найма - явление уникальное и во многом непонятное для европейского образа мысли.

2) **Гласность и ценности корпорации.** Когда все уровни управления и рабочие начинают пользоваться общей базой информации о политике и деятельности фирмы, развивается атмосфера участия и общей ответственности, что улучшает взаимодействие и повышает производительность. В этом отношении встречи и совещания, в которых принимают участие инженеры и работники администрации, дают существенные результаты. Японская система управления старается также создать общую для всех работников фирмы базу понимания корпоративных ценностей, таких, как приоритет качественного обслуживания, услуг для потребителя, сотрудничество рабочих с администрацией, сотрудничество и взаимодействие отделов.

3) **Управление, основанное на информации.** Сбору данных и их систематическому использованию для повышения экономической эффективности производства и качественных характеристик продукции придается особое значение. Руководители ежемесячно проверяют статьи доходов, объем производства, качество и валовую выручку, чтобы посмотреть, достигают ли цифры заданных показателей и чтобы увидеть грядущие трудности на ранних этапах их возникновения.

4) **Управление, ориентированное на качество.** Президенты фирм и управляющие компаний на японских предприятиях чаще всего говорят о необходимости контроля качества. При управлении производственным процессом их главная забота - получение точных данных о качестве. Личная гордость руководителя заключается в закреплении контроля над качеством и, в итоге, в работе порученного ему участка производства с наивысшим качеством.

5) *Постоянное присутствие руководства на производстве.* Чтобы быстро справиться с затруднениями и для содействия решению проблем по мере их возникновения, японцы зачастую размещают управляющий персонал прямо в производственных помещениях. По мере разрешения каждой проблемы вносятся небольшие нововведения, что приводит к накоплению дополнительных новшеств. В Японии для содействия дополнительным нововведениям широко используется система новаторских предложений и кружки качества.

6) *Поддержание чистоты и порядка.* Руководители японских предприятий устанавливают такой порядок, который служит гарантией качества продукции и способен повысить производительность благодаря чистоте и порядку.

В целом японское управление отличается упор на улучшение человеческих отношений: согласованность, групповую ориентацию, моральные качества служащих, стабильность занятости и гармонизацию отношения между рабочими и управляющими.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ

Историческими предпосылками управления качеством явилось общегосударственное движение «за отсутствие недостатков», которое переросло в комплексный метод управления качеством. Это движение оказало существенное влияние не только на качество товаров, но и на осознание ответственности каждым рабочим за качество выполненной работы, развивая в них чувство самоконтроля.

Изначально система контроля и управления качеством основывалась на кружках качества. По мнению основателя и теоретика управления качеством в Японии Исикава Каору, для организации кружков руководителям необходимо следовать следующими принципами:

- *добровольности.* Кружки должны создаваться на добровольной основе, а не по команде сверху.
 - *саморазвитие.* Члены кружка должны проявлять желание учиться.
 - *групповая деятельность*
 - *применение методов управления качеством*
 - *взаимосвязь с рабочим местом*
 - *деловая активность и непрерывность функционирования*
 - *взаимного развития.* Члены кружка должны стремиться к расширению своего кругозора и сотрудничать с членами других кружков.
 - *атмосфера новаторства и творческого поиска*
 - *всеобщего участия в конечном итоге.* Конечной целью кружков качества является полноценное участие всех рабочих в управлении качеством.

- *осознание важности повышения качества продукции и необходимости решения задач в этой области*

Существуют такие особенности японской системы управления качеством, отличающие ее от западной системы:

- 1) управление качеством на уровне фирмы - участия всех звеньев в управлении качеством.
- 2) подготовка кадров и обучение методам управления качеством.
- 3) деятельность кружков качества.
- 4) инспектирование деятельности по управлению качеством (премии Деминга предприятию и проверка деятельности руководства.)
- 5) использование статистических методов.
- 6) общенациональные программы по контролю качества.

Задачами кружков качества в рамках общей деятельности по управлению качеством на предприятии являются:

1. содействие совершенствованию и развитию предприятия
2. создание здоровой, творческой и доброжелательной атмосферы на рабочем участке
3. всестороннее развитие способностей работников и ориентация на использование этих возможностей в интересах фирмы

Комплексная система управления качеством имеет многие преимущества:

- Она дает истинную гарантию качества. Качество можно закладывать на каждом этапе, в каждом процессе и добиться полностью бездефектного производства. Это достигается путем управления технологическим процессом. Недостаточно просто обнаружить дефекты и устранить их. Необходимо определить причины, которые вызывают эти дефекты. Комплексное управление качеством может помочь рабочим выявить, а затем и устранить эти причины.
- Комплексное управление качеством вскрывает каналы связи внутри фирмы, давая приток свежего воздуха. Комплексное управление качеством позволяет обнаружить отказ, прежде чем он приведет к катастрофе, поскольку все привыкли говорить откровенно, помогать друг другу.

- Комплексное управление качеством дает возможность отделу проектирования продукции и производственному отделу умело и точно следовать меняющимся вкусам и позициям заказчика, с тем чтобы выпускаемая продукция последовательно удовлетворяла их запросам.

Комплексное управление качеством проникает в сознание людей и помогает выявить ложную информацию. Оно помогает фирмам избежать использования ошибочных данных о выпуске и реализации продукции. «Знание - сила» - вот лозунг комплексного управления качеством.

Основные идеалы, воплощенные в QC, можно кратко охарактеризовать так:

- 1) Естественной потребностью каждого человека является достижение совершенства в работе. Если осуществлять правильное руководство человеком и поощрять его, он может совершенствовать свою работу бесконечно.
- 2) Люди, выполняющие индивидуальную работу, - настоящие в ней специалисты. Существует множество деталей в работе, выполняемых неправильно, и профессионалы могут внести ценное предложение по устранению трудностей и улучшению системы производства.
- 3) Рабочие наделены умом и воображением. Они обладают доскональным знанием работы и соответственно мастерством. Они стремятся к успеху и не боятся ответственной работы. Если их обучать непосредственной ответственности за качество своей работы, можно получить взрыв творческой активности в организации.
- 4) Кружок качества - это не механическая машина, а непрерывный процесс. Он имеет две отличительные, но дополняющие друг друга черты. С одной стороны, это образовательный и познавательный процесс. С другой стороны, это процесс, который содействует участию рабочих в мероприятиях, затрагивающих их повседневную работу. Это обеспечивает основу для взаимного сотрудничества менеджмента и рабочих.

За вклад в достижение высоких результатов в области управления качеством ежегодно с 1951 года в Японии вручают премии У. Э. Деминга - основателя, как считается, управления качеством в Японии.

В связи с постоянно изменяющимися вкусами, потребностями людей и появлением новых технологий от руководителей требуется постоянная перестройка самосознания и ориентировок, которые в самом общем виде могут быть сформулированы так:

1. Прежде всего - качество, а не кратковременные прибыли.
2. Главный человек - потребитель, то есть нужно стоять на точке зрения конечного пользователя.
3. Следующий этап производственного процесса - потребитель твоей продукции. Этот лозунг позволил устранить барьеры и разобщенность между отдельными стадиями жизненного цикла продукции.
4. Информационное обеспечение и применение экономико-математических методов делает процесс принятия решений спокойным, эффективным и более творческим занятием.
5. Человек в системе управления - вовлечение всех без исключения работников в процесс управления качеством.
6. Функциональное управление.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Япония - маленькая страна. Плотность населения высока. Ресурсы

ограничены. Природные катаклизмы вызывают чувство опасности. Поэтому у японцев острое чувство необходимости национального единства. Они в полной мере осознают, что их выживание зависит от единства и социальной сплоченности.

Японцы работают группой более эффективно, чем европейцы, особенно когда перед ними поставлена сложная задача. Даже принятие решений осуществляется в Японии путем группового консенсуса. Здесь отвергают личность как индивидуум, но проявляют уважение к мнению каждого.

При достаточно жесткой вертикальной иерархии, нет «обожествления» руководителя - он «досягаем». Японцы проявляют уважение не к месту, которое занимает тот или иной человек, а к тому, что он сделал в жизни, к его опыту.

Японец дисциплинирован, мыслит интересами группы и способен на экстраординарные усилия для достижения общего блага. Японцы - целеустремленные люди. Они хотят совершенствовать себя до бесконечности. Они готовы упорно работать ради этой цели. Это стремление к совершенству очень помогло японскому менеджменту в интеграции европейского опыта управления в традиционную японскую культуру.

Повиновение в Японии принимает форму полного подчинения. Японское общество поделено на отдельные институты не горизонтально, а вертикально. Предприятие является одним из таких институтов. Менеджеры и работники могут иметь разногласия, но это внутренние дела фирмы. И те, и другие смотрят на конкурирующие фирмы как на своих заклятых врагов. Каждая фирма стремится быть первой в своей сфере. Престиж значит больше, чем прибыль.

В японских организациях лидер занимает самый ответственный пост. Он сплачивает команду и подавляет внутренние конфликты. Его власть принимается безоговорочно. Авторитет и власть в Японии зависят от стажа, а не от заслуг. Следовательно, не всегда руководитель является компетентным человеком. Он часто не может объяснить тонкости своего бизнеса - настоящая работа осуществляется его подчиненными. Лидер должен хорошо управлять людьми, быть способен воодушевлять свою команду, уметь вызвать и сохранить любовь и преданность своего персонала.

Понимание японского менеджмента наверняка поможет нашим экономистам и бизнесменам глубже разобраться в проблемах экономики своей страны и совершенствовать производство. Предприятия, работающие «по-японски» уже созданы в США, Великобритании, Малайзии, Таиланде и во многих других странах. Овладение стержнем японского менеджмента - отказ от узкой специализации, универсальное развитие работника и связанные с таким развитием стабильная занятость, ротация кадров внутри

фирмы, обучение в процессе работы и т.д. — необходимо каждой фирме, желающей не только преуспеть, но и хотя бы существовать.

СТАБИЛИЗАЦИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ СВАРКЕ МЕТАЛЛОВ

Кобин С.К., Бизянов Е.Е., Пазранд Ю.Э. (ДГМИ, г. Алчевск, Украина)

Method of stabilization and control of temperature for high and medium-frequency welding is proposed in the report. Objects: optimization of manufacturing process, improvement of mechanical properties of metals.

Среди многообразия способов электрической сварки металлов в последнее время получила распространение сварка током высокой и средней частоты. По сравнению с известными способами к основным преимуществам высокочастотной сварки следует отнести минимальную инерционность процесса, возможность гибкого регулирования и дозирования электрической энергии, получение структуры металла с высокими механическими свойствами.

Разогрев свариваемых поверхностей объектов сварки осуществляется высокочастотным электрическим или магнитным полем [1]. Вследствие поверхностного эффекта и эффекта близости ток вытесняется на свариваемые поверхности, которые оплавляются и в последствии подвергаются сжатию.

Электрические процессы, происходящие в металле, могут быть рассмотрены в соответствии с гидродинамической моделью плазмы [2], и представлены, как перемещение заряженных и нейтральных частиц в плазменном столбе под воздействием высокочастотного электромагнитного поля определенной геометрии.

Температура плазмы определяется температурой электронов, ионов и нейтральных частиц и связана со средней кинетической энергией движущихся частиц выражением

$$\frac{m_e \bar{v}^2}{2} = \frac{3}{2} RT_e, \quad (1)$$

где m_e — масса частицы;

$\bar{v}$ — средняя скорость движения частицы;

T_e — температура частицы;

R — постоянная Больцмана.

Переменное высокочастотное электрическое поле вызывает дрейфовое движение частиц в плазме. С ростом частоты электрического поля

средняя скорость частицы будет уменьшаться. Поскольку выражение для скорости частицы имеет вид

$$\bar{v} = \frac{qE}{m_e f} = \sqrt{\frac{P}{m_e f}}, \quad (2)$$

где q — заряд частицы;

E — напряженность электрического поля;

f — частота электрического поля;

P — мощность электрического поля.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что температура частиц плазмы обратно пропорциональна частоте электрического поля. С увеличением частоты энергия плазмы уменьшается, и в дальнейшем плазма разрушается.

Подобная неустойчивость существования плазмы связана с пинч-эффектом, в результате действия которого в плазме образуются локальные пережатия, изгибы и винтовые возмущения. Создание внутри пинча продольного магнитного поля

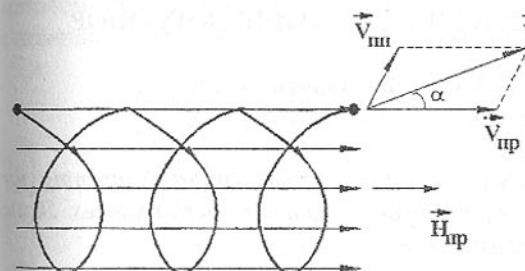


Рис.1. Траектория движения частицы в высокочастотном электромагнитном поле

с напряженностью $\vec{H}_{np}$, вектор которого совпадает с вектором тока в плазме, позволяет устранить указанную неустойчивость.

При этом траектория движения частицы в высокочастотном электрическом и магнитном поле будет иметь вид согласно рис.1.

Кинетическая энергия частицы может быть определена, как

$$W = W_{np} + W_{\perp} = \frac{m_e (\bar{v}_{np}^2 + \bar{v}_{\perp}^2)}{2}, \quad (3)$$

где W_{np} , $W_{\perp}$ — средняя кинетическая энергия продольного и поперечного перемещения частиц соответственно.

Составляющая $W_{\perp}$ является энергией, введенной в плазму безэлектродным индукционным способом. При этом плазмообразующее вещество дополнительно нагревается вихревыми токами.

В соответствии с рис.1 и уравнением (2) можно записать равенство

$$\bar{v} = \frac{qE}{m_e f \cos \alpha} \quad (4)$$

Выражение (4) показывает, что при углах α , близких к $\alpha/2$, величина $\bar{v}$ теоретически стремится к бесконечности, а при угле $\alpha=0$ – принимает значение $\bar{v}=\bar{v}_{np}$. Таким образом, задача стабилизации и регулирования температуры технологического процесса высокочастотной сварки может быть решена методом изменения энергии продольной составляющей магнитного поля относительно поперечной. Рассмотренный принцип стабилизации и регулирования температуры может быть основой для создания оборудования высокочастотной сварки металлов, позволяющего значительно повысить качество сварного соединения.

Список литературы: 1. Шамов А.Н. и др. Высокая частотная сварка металлов. - М.: Политехника, 1991. - 240 с. 2. Стил М., Вюраль Б. Взаимодействие волн в плазме твердого тела. - М., Атомиздат, 1973. - 249 с.

АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

Ковалев В.Д., Бабин О.Ф., Донченко А.И.
(ДГМА, г. Краматорск, Украина)

The dynamic analysis of processes in liquid friction support, happening for want of cutting, is indicated till them is peak - frequent to performances. Static performances of process also are indicated.

В настоящее время очень остро встанут проблемы повышения надежности и точности систем обработки. Одним из способов их решения являются гидростатические опоры жидкостного трения. Они обладают высокими демпфирующими свойствами, почти полным отсутствием износа, способностью сглаживать неточности формы поверхностей опоры, воспринимать нагрузки в широком диапазоне, работать на любых скоростях. И, что очень важно для тяжелого станкостроения - это возможность применить опоры жидкостного трения в узлах станков, реализовать которые другим способом крайне сложно.

Примером, подтверждающим все вышесказанное может послужить гидростатический вертлюжный суппорт тяжелого токарного станка мод.КЖ16234 для обработки крупногабаритных коленчатых валов судовых двигателей с диаметром описанной окружности до 1850 мм, длиной до 9000 мм и массой до 35 т. Шатунные шейки коленвала обрабатываются вертлюжным суппортом с разъемным корпусом и разъемной планшайбой. Разъемность конструкции предназначена для обеспечения переустановки

вертлюга на все шатунные шейки коленвала. При обработке шатунных шеек возникают трудности прежде всего с относительно малым расстоянием между щеками шейки. Это вынуждает создать обрабатывающий узел, который будет выходить за шатунное плечо коленвала. Исходя из этого принят диаметр планшайбы 1585 мм, при ее толщине 100мм. Обеспечить требуемые рабочие и точностные (около 0,03-0,04мм при измерении планшайбы на стенде) характеристики при вращении планшайбы с помощью не гидростатических типов опор чрезвычайно сложно. А если учесть разъемность планшайбы и корпуса, то вообще не представляется возможным.

Авторы принимали участие в разработке и испытании данного станка. В ходе испытаний проводились измерения возникающих в процессе работы станка вибраций на разных его частях. Так же измерялось изменение зазора в гидростатической опоре и давление в кармане; точность обработки шейки коленвала. Вибрации измеренные на корпусе вертлюга и на планшайбе позволяют нам произвести анализ демпфирующих свойств вертлюга. На рисунке 1 и рисунке 2 изображены амплитудно-частотные характеристики, полученные методом Фурье-преобразования изменения амплитуды колебаний по времени с помощью пакета MatCad7 на корпусе и на планшайбе соответственно.

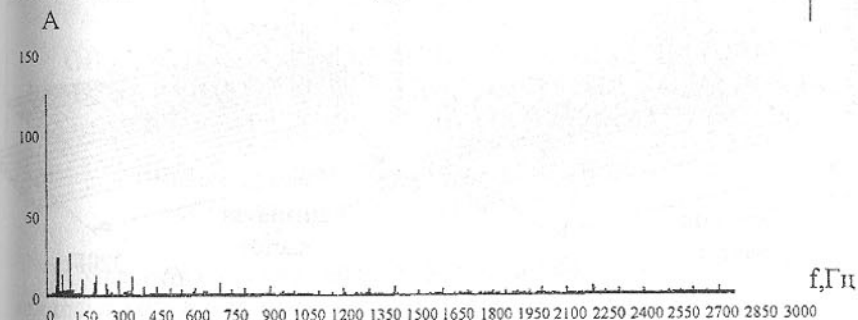


Рис.1. АЧХ вибраций, возникающих на корпусе.



Рис.2. АЧХ вибраций, возникающих на планшайбе.

Резкие всплески амплитуды, имеющие место на отдельных частотах, можно отнести на случайные погрешности, так как при выполнении комплексного анализа, т.е. проведения Фурье-преобразования для последовательности небольших участков массива данных и сведения полученных АЧХ в трехмерный график, можно определить, какие являются постоянными, а какие - случайными. Для примера возьмем АЧХ вибраций, возникающих на планшайбе и рассмотрим диапазоны частот. Как видно из рисунка 3,а (40-70Гц), всплеск амплитуды имеет постоянное значение на всех десяти срезах. На рисунке 3,б (290-320Гц) всплеск амплитуды имеет случайное значение.

Анализируя рисунок 1 и рисунок 2 можно выявить резкое снижение амплитуды колебаний на корпусе относительно источника колебаний - режущего инструмента, т.е. планшайбы вертлюга. А значит, вибрации, возникающие в зоне резания не влияют на работу других узлов станка и наоборот, вибрации других узлов станка не влияют на качество обработки. Все это позволяет сделать вывод о высокой демпфирующей способности гидростатической опоры.

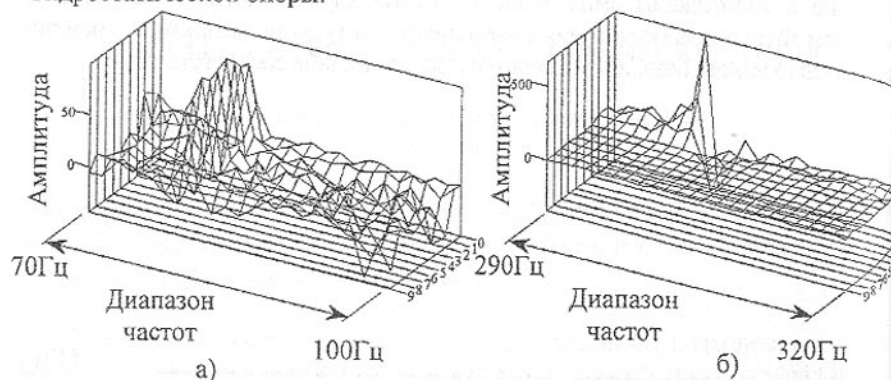


Рис. 3. Изменение АЧХ по времени.

На рисунке 4 приведено изменение зазора между планшайбой и вертлюгом с одной стороны планшайбы и изменение давления с другой в течении одного оборота. Резкий всплеск на кривой всплытия планшайбы показывает место стыка половинок планшайбы. Из анализа данных графиков, можно утверждать, что планшайба имеет эллиптическую форму - это видно по графику изменения зазора. Неполная симметричность графика изменения давления указывает на непостоянную жесткость планшайбы при вращении в опоре. Проведенный расчет деформации методом конечных элементов подтверждает экспериментальные данные. Из графика можно сделать вывод о возможности компенсации относительно больших отклонений от формы (около 0,03мм) за счет слоя смазочного материала, при конструкторском радиальном зазоре 0,1мм. В то же время неже-

сткость планшайбы позволяет нам посредством изменения давления в карманах добиться требуемой формы диска, т.е. обеспечить высокую точность обработки.

Таким образом, вышеизложенные результаты исследования показывают высокие технологические свойства гидростатических узлов - точность, жесткость и большую демпфирующую способность, что в целом обеспечивает высокую надежность работы станочных систем.



Рис. 4. Диаграмма изменения зазора и давления

ОПТИМИЗАЦИЯ ВРЕМЕНИ ПРОВЕДЕНИЯ ОЧЕРЕДНОГО РЕМОНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ, ОБОСНОВАНИЕ ВИДА РЕМОНТА И ЗАТРАТ ДЛЯ ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ

Кравченко В.М., Семенченко А.К., Шабаев О.Е.
(«Азовмаш», ДонГТУ, г. Мариуполь г. Донецк, Украина)

Существенное повышение эффективности использования машин и оборудования может быть обеспечено сокращением времени их нахождения в неплановом ремонте. Как показывает практика, решение этой задачи в значительной мере обеспечивается при широком использовании системы организации планово-предупредительных ремонтов, включающих в себя элементы послеосмотровой, периодической и стандартных систем ремонта.

Структура ремонтного цикла в системе планово-предупредительного ремонта строится на основе стратегии замены "по ресурсу" с ее корректировкой в процессе эксплуатации по стратегии "по результатам осмотра".

Достоверность системы планово-предупредительного ремонта зависит от многих факторов, главными из которых следует назвать следующие:

- своевременное и полное обеспечение запасными частями, правильная и своевременная информация о дефектах;

- установление научно и практически обоснованных экономических целесообразных сроков службы элементов, входящих в состав машины.

Последнее обстоятельство усиливается еще и тем, что в основе графиков планово-предупредительного ремонта может лежать стратегия замены элементов по ресурсу с использованием среднестатистических показателей надежности, в частности среднего времени наработки на отказ t_n . Действительно, в этом случае стратегия замены по ресурсу оказывается неэффективной, потому что не позволяет в полной мере использовать ресурс элементов и в тоже время не исключает большое количество непланируемых отказов, которое будет зависеть от закона распределения безотказной работы и его параметров. Так, по данным [1], если вести планово-предупредительные замены для деталей, подчиняющихся нормальному закону распределения, то произойдут неплановые отказы для 50% деталей, а для остальных 50% деталей будет иметь место недоиспользование их ресурса. Для экспоненциального закона эти соотношения составят соответственно 65% и 35%, а для закона распределения Вейбулла (при $k < 1$) - 80% и 20%.

Поэтому, дальнейшее повышение эффективности использования методов планово-предупредительного ремонта должны базироваться на обосновании оптимальных времен замены деталей, при которых обеспечивается экономическая целесообразность их замены.

Наиболее действенным способом решения этой проблемы является использование средств технической диагностики.

Объектами технической диагностики машины и оборудования могут быть элементы, входящие в ее состав (детали, сборочные единицы, узлы и агрегаты), техническое состояние которых может быть прогнозируемо с достаточной точностью. При этом, в ходе диагностирования зачастую приходится пользоваться косвенными параметрами. В качестве диагностируемых параметров могут быть использованы:

- параметры рабочих процессов;
- параметры сопутствующих процессов;
- геометрические величины.

Для определения технического состояния элементов машин в настоящее время широко используются механические, электрические, электромагнитные, акустические, ультразвуковые, радиоизотопные и другие методы диагностирования.

Техническая диагностика в процессе эксплуатации машин позволяет во многих случаях контролировать их техническое состояние по которому устанавливается оптимальный межремонтный период и прогнозируют достаточный технический ресурс.

Однако, существенным недостатком этих методов является их большая трудоемкость, связанная с замером контролируемых параметров посредством широкой гаммы различных средств технической диагностики. Особо это относится к диагностированию однотипных и значительных по количеству элементов машин. Например, подшипников, зубчатых колес, траковых цепей, роликов става конвейера и п. т.. Для этих элементов, как правило, выясняется, что в результате диагностирования определенный процент контролируемых элементов находится в допустимых пределах. Таким образом, затраты, связанные с замером состояния элементов снижают общую эффективность технического обслуживания и требуют оптимизации периодичности ее технического обслуживания с учетом результатов диагностики.

Кроме того, применение средств диагностики в настоящее время ограничено из-за отсутствия необходимых датчиков, а иногда и невозможно по техническим и экономическим соображениям.

Поэтому наряду с необходимостью оптимизации времени замены элементов с накоплением необратимых повреждений требуется оптимизация и времени замены элементов, оценка ресурса которых не может уточняться средствами диагностики.

Действительно, решение этих вопросов оптимизации позволяет повысить эффективность существующего метода организации ремонтного цикла, а следовательно и эффективности технического обслуживания на основе научно обоснованных периодов замен элементов.

На рисунке 1 приведена структурная схема адаптивной оптимизации планово-предупредительных ремонтов горной машины как системы элементов различного ресурса.

Согласно схемы исходным моментом оптимизации ГПР является процесс функционирования горной машины, заключающийся в изменении количества и состояния элементов, входящих в машину в течении ремонтного цикла ее работы, и отказов. При этом, все отказы рассматриваются в виде двух типов:

- элементы с прогнозируемыми отказами;
- элементы с непрогнозируемыми (случайными) отказами.

Входными данными для этого блока являются:

- N_{0i} - количество элементов (или их групп) после очередного выполненного ремонта, состояние которых характеризуется накоплением необратимых повреждений;
- N_{0j} - количество элементов (или их групп) после очередного выполненного ремонта, состояние которых не диагностируется и которые характеризуются внезапными (непрогнозируемыми) отказами.

Результатом функционирования машины являются текущие состояния N_i - диагностируемых элементов и N_j - недиагностируемых. В процессе диагностирования, реализуемого в момент времени, соответствующий очередному ремонту T_{op} , производится выбраковка и на ее основе замена элементов накопленная необратимая повреждаемость которых не обеспечивает требуемой их работоспособности и работоспособности машины в целом. Полученные результаты диагностики $\bar{R}_{di}$ обрабатываются соответствующими методами с целью определения оптимального времени следующей диагностики t_{ionm} , а также выбраковки и замены диагностируемых элементов (или их групп).

В течении очередного межремонтного периода ведется также сбор информации о неплановых заменах элементов с непрогнозируемыми отказами $\bar{R}_{cj}$. При этом фиксируется время установки (замены) отказавших элементов, что обеспечивает адаптивную оптимизацию. На основе анализа результатов сбора информации о неплановых заменах реализуется прогнозирование оптимального времени t_{jonm} не диагностируемых элементов (или их групп).

На основе данных о t_{ionm} и t_{jonm} известными методами [2] разработки структуры ремонтного цикла определяется время очередного ремонта машины T_{op} . Сущность этих методов может быть сведена к следующему. По данным t_{ionm} и t_{jonm} производят объединение в ремонтные группы элементов машины (детали, узлы и п. т.) с близкими или кратными оптимальными временами замен (сроками службы). Центрами группирования обычно выбирают наиболее дорогие элементы либо элементы ущерб от несвоевременной замены которых наибольший.

При оптимизации межремонтных периодов в качестве функции цели принимают минимальные затраты на ремонт.

С учетом полученного оптимального времени T_{op} прогнозируются затраты на очередной ремонт и оценивается величина текущего коэффициента готовности машины k_z на последующий межремонтный период. Основными характеристиками очередного ремонта являются величины соответственно для прогнозируемых и случайных отказов:

- T_{ei} , T_{ej} - затраты времени, необходимого для выполнения ремонтных работ;
- N_{zi} , N_{zj} - количество запасных частей, необходимых для очередного ремонта;
- C_{pi} , C_{pj} - стоимость затрат на ремонт или замену элементов машины;
- Tr_i , Tr_j - трудозатраты на выполнение очередных ремонтов.

Эти величины могут быть определены на основе использования математической модели процесса восстановления машины.

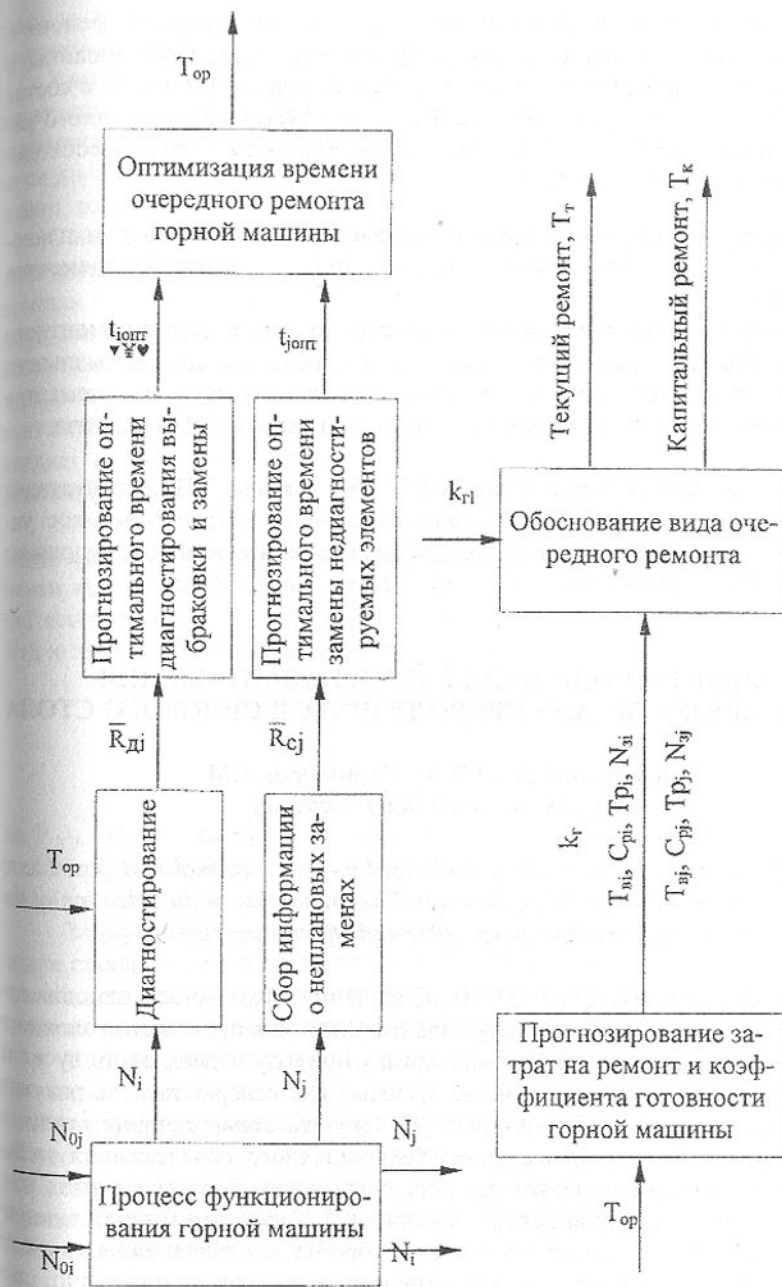


Рис. 1. Структурная схема адаптивной оптимизации планово-предупредительных ремонтов горной машины как системы элементов различного ресурса

На основе полученных данных о затратах на очередной ремонт с учетом прогнозирования текущего коэффициента готовности машины и данных о коэффициентах готовности k_d других машин, входящих в состав комплекса в котором работает машина, определяется вид очередного ремонта, который может быть текущим или капитальным, а также необходимое время его реализации T_m , T_k .

Таким образом, предложена схема адаптивной оптимизации планово-предупредительного ремонта горных машин как системы элементов различного ресурса.

Для реализации предложенной адаптивной оптимизации ремонтного цикла необходима разработка вопросов прогнозирования оптимального времени диагностирования t_{diagn} и замены недиагностируемых элементов t_{zomp} , а также оптимального времени реализации капитального ремонта.

Список литературы: 1.Зайков В.И., Берлявский Г.П. Эксплуатация горных машин и оборудования: Учебник для вузов. - : Изд-во Моск. гос. ун-та, 1996. -257с. 2. Шиповский И.А. Эксплуатация и ремонт оборудования шахт: Учебное пособие для вузов. - М. : Недра, 1987. - 215с.

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ НАВАНТАЖЕННЯ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ ПРИВОДУ ПОДАЧІ СИЛОВОГО СТОЛА

Крижанівський В.А., Кириченко А.М.
(КДТУ, м. Кіровоград, Україна)

The load redistribution in machine tools feed mechanisms makes it possible to improve the characteristics of power units. The foundation of the selection of the rational loading scheme of the power table end effector is given.

Одним з перспективних шляхів підвищення ефективності силових вузлів є застосування перерозподілу навантаження між приводами головного руху та подачі, коли до виконавчого органу приводу подачі, окрім зусилля подачі, прикладене розвантажуюче зусилля, яке створюється за рахунок потужності приводу головного руху [1]. Існують схеми силових вузлів, в яких компенсація осьової складової технологічного навантаження здійснюється за допомогою кількох осьових зусиль, прикладених в різних точках задньої поверхні шпиндельної коробки [2]. Такі вузли можуть використовуватись при багатопрограмній обробці для підвищення точності шляхом управління пружними деформаціями елементів технологічної сис-

теми за допомогою зміни положення точки прикладення рівнодійної розвантажуючих зусиль та її величини.

З метою розгляду питання про вибір раціональної схеми навантаження виконавчого органу приводу подачі силового стола, яка дозволила б підвищити точність та навантажувальну здатність силового вузла, звернімося до схеми навантаження рухомої платформи силового столу при свердлінні, зображеної на рисунку 1.

Осьові складові P_{oci} технологічного навантаження розташовані з координатами x_i , y_i у координатному просторі силового вузла. Розвантажуючі зусилля P_{pi} , лінії дії яких мають координати x_{pi} , y_{pi} , прикладені протилежно до напрямку осьових складових технологічного навантаження. Оскільки навантаження рухомої платформи силового столу моментом відносно поздовжньої вісі не впливає суттєво на умови експлуатації, точність та навантажувальну здатність вузла, складовою технологічного навантаження у вигляді крутного моменту нехтуємо. Вважаємо, що вага платформи із встановленими вузлами прикладена у її геометричному центрі.

Дослідженнями [3] встановлено, що найбільший вплив на функціонування виконавчого органу приводу подачі силового столу здійснюють моменти відносно вісей X та Y , які визначають умови функціонування рухомої платформи, точність та навантажувальну здатність силового столу. Згідно зі схемою вони дорівнюють:

$$M_Y = \sum_{i=1}^n P_{oci} \cdot x_i - \sum_{i=1}^m P_{pi} \cdot x_{pi} + P_{II} \cdot e; \quad (1)$$

$$M_X = \sum_{i=1}^n P_{oci} \cdot y_i + \sum_{i=1}^m P_{pi} \cdot y_{pi}, \quad (2)$$

де $P_{oc1} \dots P_{ocn}$ – осьові складові технологічного навантаження; $P_{p1} \dots P_{pm}$ – розвантажуючі зусилля; P_{II} – зусилля механізму подачі; e – відстань від лінії дії зусилля подачі до початку координат рухомої платформи.

Задача вибору раціональної схеми навантаження зводиться до визначення співвідношення приведених до платформи столу сил, яке б забезпечило максимальну навантажувальну здатність силового вузла при мінімальних питомих тисках та контактних деформаціях напрямних.

Виникнення моменту M_X відносно вертикальної осі внаслідок несиметричного навантаження викликає зростання питомих тисків в призматичній напрямній, пружних віджаті платформи столу та зниження корисного осьового зусилля [3]. Тому оптимальною є повна компенсація моменту відносно осі X , який створюється осьовими рівнодійними технологічного навантаження, моментом, що створюється розвантажуючими зусиллями, тобто повинна виконуватись умова $M_X = 0$.

Питання про раціональну величину перекидаючого моменту M_y необхідно розглядати з позиції підвищення навантажувальної здатності та точності силового вузла. Мінімальні навантажувальні втрати спостерігаються при нульовому значенні моменту M_y , коли сили тертя в напрямних рухомої платформи визначаються вагою рухомої платформи. Для підвищення точності силового вузла при зміні технологічного навантаження зміна пружних віджаттів повинна бути мінімальною. Експериментальними дослідженнями встановлено, що навантажувальна характеристика платформи силового стола (залежність кута повороту рухомої платформи φ_y від приведенного моменту M_y) має вигляд, показаний на рисунку 2. На ділянці 0-1 відбувається вибір зазорів у напрямних, тому при зміні моменту величиною ΔM зміна кута $\Delta \varphi_1$ досить значна. Найменша зміна кута $\Delta \varphi_2$ при

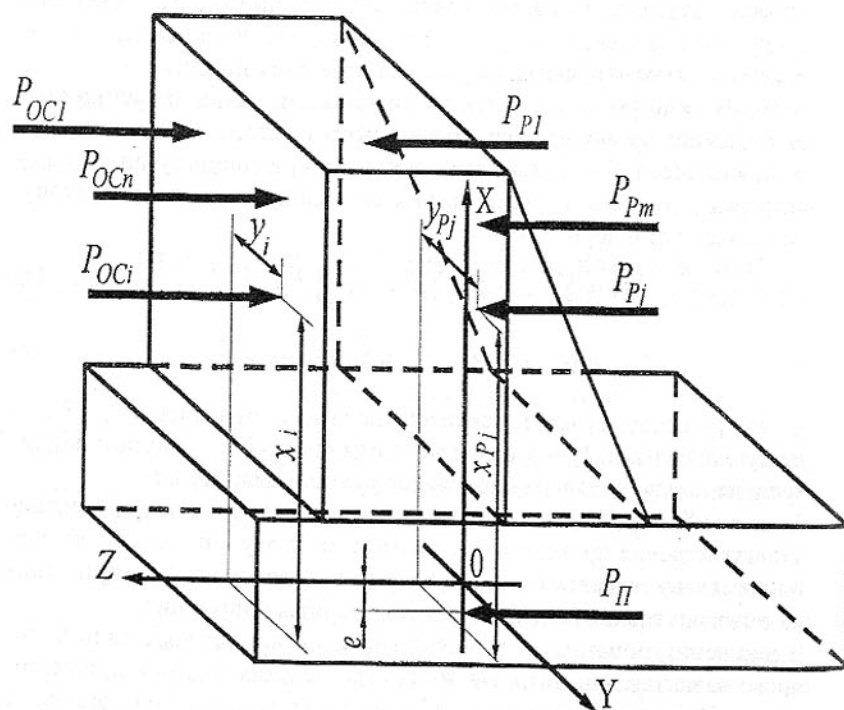


Рис. 1. Схема навантаження рухомої платформи силового стола

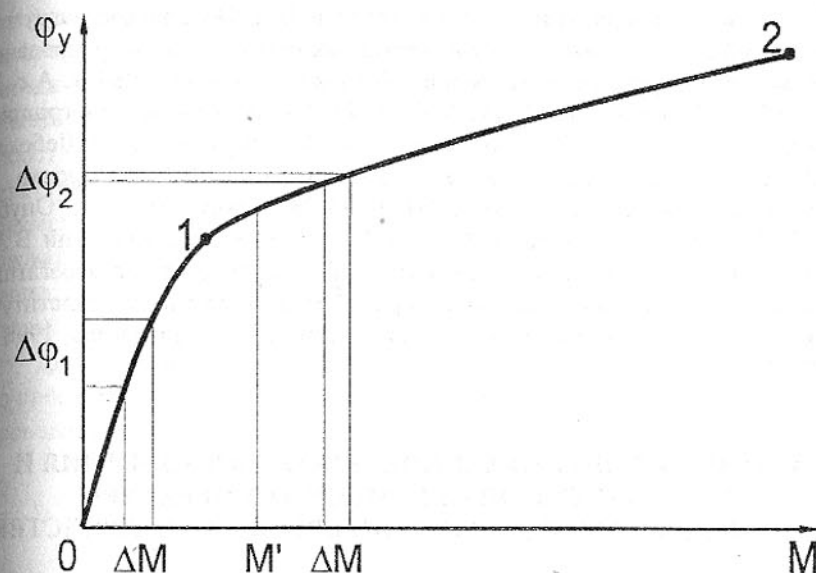


Рис. 2. Навантажувальна характеристика силового стола

зміні навантаження відбувається на ділянці 1-2 з мінімальною крутизною кривої. Особливо важливе це при багатопиндельній обробці, коли внаслідок неодновременного початку та закінчення роботи різними інструментами зміна технологічного навантаження може бути досить значною. Таким чином, робоча точка, де момент дорівнює M' , повинна обиратися на ділянці 1-2.

Виходячи з вищесказаного, умови раціонального навантаження виконавчого органу приводу подачі силового стола можна записати так:

$$\sum_{i=1}^n P_{OCi} \cdot x_i - \sum_{i=1}^m P_{Pi} \cdot x_{Pi} + P_{\Pi} \cdot e = M'; \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n P_{OCi} \cdot y_i - \sum_{i=1}^m P_{Pi} \cdot y_{Pi} = 0, \quad (4)$$

де M' – перекидаючий момент у обраній робочій точці.

Такий критерій вибору раціональної схеми навантаження рухомої платформи силового стола дозволяє зменшити питомі тиски в напрямних та пружні віджаття і таким чином підвищити точність та технологічну надійність обробки.

Список літератури: 1. Крыжановский В.А. Повышение нагрузочной способности силовых головок агрегатных станков // Конструирование и технология производства с/х машин. Вып. № 10. – Киев, 1980. 2. А.с. № 1017469А (СССР), МКИ В 23 Q 37/00 // В 23 В 47/00. Силовая многошпиндельная головка / Л.И. Волчкевич, В.М. Пестунов, Ю.В. Лебедев, В.М. Стонога, В.А. Крыжановский, В.А. Извеков, Л.И. Бондаренко и Л.Р. Тисновский (СССР). – № 3241313/25-08; Заявл. 03.02.81; Опубл. 15.03.83, Бюллетень изобретений. – 1983. – №18. 3. Крижанівський В.А., Кириченко А.М. Оцінка умов функціонування силових столів агрегатних верстатів // Збірник наукових праць Кіровоградського інституту сільськогосподарського машинобудування. Вип. №2. – Кіровоград, 1998. – С.92-95.

АВТОМАТИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И КОНТРОЛЬ СРЕДНЕОБЪЕМНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ КАРАМЕЛЬНОЙ МАССЫ В КОНДИТЕРСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Кузнецова О.Н., Зори А.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The mathematical model of spatial distribution of a non-stationary temperature field of caramel of weight for definition middlevolumy of temperature of candy is developed during its cooling. The dependence between middlevolumy in temperature of caramel of weight and indications of the gauge of temperature in the chosen point of measurement is established. The automatically information-measuring system and hardware for definition of temperature of caramel of weight is developed during its cooling.

Качество карамели существенно зависит от температурного режима ее обработки. В кондитерской промышленности среднеобъемная температура массы регулируется путем изменения ее толщины на охлаждающем столе длиной 1200мм. Температура стола с помощью холодильной установки поддерживается в пределах 5-7°C. Температура карамельной массы периодически измеряется обычным термометром путем отбора проб. Такая процедура измерения температуры не позволяет контролировать ее в реальном масштабе времени технологического процесса. Следовательно, автоматизация процесса измерения температуры карамельной массы является важным вопросом, требующим решения.

Определение среднеобъемной температуры массы путем измерения профиля температуры по вертикальному сечению, перпендикулярному длине охлаждающего стола, и дальнейшее его осреднение представляет

собой в производстве сложную техническую задачу. Предложен способ измерения температуры карамельной массы в доступной для контактного метода точке (сверху или снизу слоя карамели) с пересчетом ее в среднеобъемную в соответствии с найденным между ними соотношением. Для удобства расположения первичного измерительного преобразователя температуры следует отдать предпочтение измерениям на нижней границе карамельной массы при расположении первичного измерительного преобразователя (ПИЛ) температуры "заподлицо" с охлаждающим столом в его конце, где заканчиваются переходные процессы охлаждения карамельной массы.

Для расчета модели распределения температуры карамельной массы по пространственной координате использовано основное уравнение теплопроводности [1]:

$$\left[\varpi_x \frac{\partial t}{\partial x} + \varpi_y \frac{\partial t}{\partial y} + \varpi_z \frac{\partial t}{\partial z} + \frac{\partial t}{\partial \tau} \right] = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

где $\varpi_x \frac{\partial t}{\partial x}, \varpi_y \frac{\partial t}{\partial y}, \varpi_z \frac{\partial t}{\partial z}$ – скорость внутреннего тепловыделения по пространственным координатам;

$\frac{\partial t}{\partial \tau}$ – скорость изменения внутренней энергии материала на единицу объема;

$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}, \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ – результирующие скорости переноса тепла в контрольный объем вследствие теплопроводности (на единицу объема);
 a – коэффициент температуропроводности, зависящий от теплофизических свойств материала.

Определение распределения температуры в твердом теле путем решения общего уравнения теплопроводности требует большого количества вычислительных расчетов и на практике не часто применяется, так как для этого необходимо найти решение дифференциального уравнения в частных производных. В большинстве практических задач можно сделать упрощающие предположения, исключаяющие тот или другой член из уравнения теплопроводности, что дает возможность упростить задачу и отыскивать решения. Данная задача, относится к задачам нестационарной теплопроводности при отсутствии внутреннего тепловыделения. Задачу можно свести к двумерной, т.к. температура зависит только от координат X и Z (рас-

пределение по длине и толщине карамельной массы). После введения упрощений уравнение теплопроводности примет вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

От распределения температуры по пространственной координате x перейдем к более удобному для решения задачи распределению температуры по времени, считая, что карамельная масса не движется, а каждый ее участок охлаждается некоторое время t . С учетом выше сказанного уравнение распределения нестационарного температурного поля примет вид:

$$\left[\frac{\partial t}{\partial \tau} \right] = a \left[\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] \quad \begin{matrix} 0 \leq z \leq b \\ \tau > 0. \end{matrix} \quad (3)$$

Задача решается при граничных условиях третьего рода (условия равенства потоков), представленных в виде:

$$\begin{aligned} z=0: \quad -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} &= \lambda_{cm}(t_{z0} - t_{cm}) \quad z=b: \quad -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_a(t_{zb} - t_{воз}) \\ \tau=0: \quad t_k &= t_n(0) = 120^\circ \text{C}, \end{aligned}$$

где t_{z0} , t_{zb} — температура массы на границе со столом и воздухом;

t_{cm} , $t_{воз}$ — температура стола и воздуха;

λ , λ_{cm} — коэффициенты теплопроводности карамели, стола;

$\alpha_{воз}$ — коэффициент теплоотдачи воздуха.

Разработана математическая модель распределения поля температур карамельной массы для определения среднеобъемной температуры карамели в процессе ее охлаждения. Выполнено моделирование распределения температуры по толщине карамельной массы и длине охлаждающего стола. Моделирование выполнялось на ЭВМ на основе упрощенного уравнения теплопроводности (3) с граничными условиями третьего рода (4) методом "прогонки" [2]. Расчеты для определения среднеобъемной температуры проводились по сечению, перпендикулярному длине охлаждающего стола, в его конце. При моделировании варьировали температурой карамельной массы на выходе вакуум-аппарата в ее технологических пределах 100-120°C, толщиной карамели от 3 до 7мм, температурой воздуха в цехе (свободная конвекция) 17-30°C (зимние и летние условия), температурой охлаждающего стола 5-7°C.

В результате моделирования установлено:

1) при неизменной средней толщине карамельной массы равной 5 мм среднеобъемная температура T_{cp} и температура нижнего слоя T , измеряемая датчиком, связаны между собой зависимостью:

$$T_{cp} = k \cdot T, \quad (5)$$

где $k = 1.55 \pm 0.01$ — с учетом наихудшего случая влияния внешних дестабилизирующих факторов. При этом дополнительная средняя квадратическая погрешность измерения температуры, обусловленная изменением коэффициента k , оказывается равной 0.15°C.

2) с изменением толщины карамельной массы происходит изменение коэффициента k по экспоненциальному закону. При изменении толщины карамельной массы в соответствии с технологическими требованиями от 3 до 7мм коэффициент изменяется в пределах 1.39-1.58. Приняв гипотезу о линейной зависимости коэффициента k от толщины карамельной массы h (мм) в рабочем диапазоне изменения толщины массы получаем значение коэффициента k в виде:

$$k = 1.25 + 49 \cdot h. \quad (6)$$

Дополнительная средняя квадратическая погрешность измерения температуры, обусловленная линейной аппроксимацией изменения коэффициента k от толщины, не превышает 0.45°C. При этом среднеобъемная температура определяется выражением:

$$T_{cp} = [1.25 + 49 \cdot h] T. \quad (7)$$

На основании установленной зависимости между среднеобъемной температурой карамельной массы и показаниями датчика температуры в выбранной точке измерения предложена линейная коррекция коэффициента k в зависимости от толщины карамельной массы, в соответствии с выражением (7), которая может быть реализована аналоговым или цифровым методом. При аналоговом методе дополнительная погрешность измерения температуры массы не превышает 0.5°C. Используя цифровой метод коррекции на базе МП систем или ПЭВМ, можно принять гипотезу об экспоненциальной зависимости коэффициента k от толщины и уменьшить дополнительную погрешность измерений температуры в 2 раза. В результате предложенного способа среднеобъемная температура определяется по показаниям измерителя на нижней границе карамельной массы с введением поправки по толщине аппаратным путем.

Для технологического процесса производства карамели на основе разработанного метода определения среднеобъемной температуры и коррекции измерений создана автоматизированная информационно-измерительная система. Ее основу составляет канал измерения температуры, выполненный по схеме термометра сопротивления. В качестве чувствительного элемента использован датчик температуры типа ТСМ, рабо-

тающий в диапазоне до +180°C. Чувствительный элемент включен в одно из плеч резистивного моста, собранного на высокостабильных резисторах.

Сигнал разбаланса моста, обусловленный изменением температуры измеряемой карамельной массы, усиливается усилителем постоянного тока (УПТ). Для снижения дрейфа нуля и уменьшения аддитивной составляющей погрешности канала в измерительном усилителе применена структура УПТ с преобразованием (модулятор-демодулятор). С целью повышения стабильности коэффициента усиления УПТ и уменьшения мультипликативной погрешности измерения температуры последний охвачен глубокой отрицательной обратной связью по напряжению. Инструментальная погрешность измерения температуры, вносимая каналом, не превышает 0.5°C.

Коррекция коэффициента k в зависимости от толщины карамельной массы аналоговым методом реализована на ОУПТ, в цепь отрицательной обратной связи которого включены прецизионные резисторы и потенциометрический датчик положения, определяющий расстояние между валками, задающими толщину массы. При этом его коэффициент передачи в зависимости от толщины карамельной массы изменяется в соответствии с выражением (6).

Выходной сигнал измерительного канала после усилительного и корректирующего ОУПТ, сформированный в соответствии с выражением (7), поступает на АЦП для преобразования его в цифровой код, ввода в ПЭВМ и параллельно — на трехразрядный цифровой вольтметр для визуальной индикации температуры. Суммарная средняя квадратическая погрешность измерения среднеобъемной температуры карамельной массы системой не превышает 0.7°C, что удовлетворяет требованиям кондитерского производства. Рабочие диапазоны измерений величин и суммарные погрешности измерения, обеспечиваемые системой, по среднеобъемной температуре карамельной массы — 85...90°C и ± 0.5 °C, что соответствует требованиям технологического процесса карамельного производства.

Выводы

На основе разработанных математических моделей и с учетом корректирующего коэффициента разработана система определения среднеобъемной температуры карамельной массы. Использование предложенного способа определения среднеобъемной температуры, математической модели распределения поля температур карамельной массы и коррекции коэффициента k позволило по измерениям температуры в выбранной точке в реальном времени определять среднеобъемную температуру и повысить качество технологического процесса кондитерского производства.

На основе разработанного устройства осуществлена автоматизация механического оборудования технологических процессов производства карамели.

Список литературы: 1. Ф. Крейт, У. Блэк. Основы теплопередачи. / Пер. с англ. Под ред. Н.А. Анфимова. — М.: Мир, 1983. — 512с. 2. Волков Е.А. Численные методы. — М.: Наука, 1982. — 256с.

АНАЛИЗ УРАВНЕНИЙ ЛАГРАНЖА

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

Analysis of Lagrange equations allows to make conclusion that generalized forces ratio for mechanical system not perhaps arbitrary and depends on its cinematic scheme, parameter, determined its cinematic energy and ratio of independent variations.

В основе всей аналитической механики голономных консервативных систем материальных точек находится общее уравнение динамики в независимых вариациях обобщенных координат [1], имеющее вид:

$$\sum_{i=1}^n \left(-\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial T}{\partial q_i} + Q_i \right) \delta q_i = 0. \quad (1)$$

В работах [1...3] отмечается, что по существу эти уравнения порознь представляют собой не что иное, как общее уравнение динамики, но выраженное в обобщенных координатах q_i и силах Q_i . Множители δq_i есть не что иное как бесконечно малые возможные перемещения обобщенных координат (вариации), которые являются независимыми и поэтому:

$$\left(-\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial T}{\partial q_i} + Q_i \right) \delta q_i = 0. \quad (2)$$

В общем случае $\delta q_i \neq 0$, то чтобы удовлетворялось равенство (2), с математической точки зрения, достаточно чтобы выражение в скобках равнялось нулю.

В результате таких преобразований из зависимости (1) получим уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i. \quad (3)$$

Выясним с физической точки зрения три вопроса:

- почему содержимое каждого уравнения, входящего в сумму зависимости (1), равно нулю;

2. почему это свойство голономных систем справедливо независимо ни от их кинематической схемы, ни от числа обобщённых координат.
3. что каждый раз представляет собой каждое уравнение в отдельности, входящее в сумму зависимости (1).

Рассмотрим зависимость (1) на примере двухстепенной системы (для простоты и краткости). Начнём с её ведущего звена:

$$Q_1 \delta q_1 = \left(\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1} \right) \delta q_1. \quad (4)$$

Это уравнение будет выражать равенство подведённой извне к обобщённой координате q_1 работы сил инерции ведущего звена.

Уравнения Лагранжа для ведомого звена: (обобщённой координаты q_2):

$$Q_2 \delta q_2 = \left(\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial T}{\partial q_2} \right) \delta q_2. \quad (5)$$

Это уравнение также будет выражать равенство работ сил инерции ведомых звеньев и подведённых к ним моментов сил полезного сопротивления технологического процесса.

Каковы бы ни были порознь значения Q_1 , δq_1 , Q_2 , δq_2 , но $Q_1 \delta q_1 = Q_2 \delta q_2$, т.к. подведённая к ведущему звену энергия полностью прошла к ведомому звену, т.е. соблюдается закон сохранения энергии. Кроме того, тогда и

$$\left(\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1} \right) \delta q_1 = \left(\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial T}{\partial q_2} \right) \delta q_2. \quad (6)$$

Ответы на первый и второй вопросы давно известны: в круглых скобках зависимости (1) фактически записано общее уравнение динамики, которое отражает для консервативной системы материальных точек равенство работ подведённых извне сил и сил инерции; его соблюдение действительно для любого количества и каждой в отдельности обобщённых координат.

Ответ на третий вопрос теперь также прост: каждое из уравнений в зависимости (1) представляет собой для консервативной системы баланс подведённой к ней извне энергии и энергии сил инерции для каждой из обобщённых координат, сколько бы их не было.

Независимо от числа обобщённых координат на основе изложенного можно сделать записи, что для любых их бесконечно малых возможных перемещений:

$$Q_i \delta q_i = Q_{i+1} \delta q_{i+1}; \quad (7)$$

$$\left(\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} \right) \delta q_i = \left(\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i+1}} - \frac{\partial T}{\partial q_{i+1}} \right) \delta q_{i+1} \quad (8)$$

Работы по уравнениям (7), (8) равны между собой и тогда:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1}}{\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial T}{\partial q_2}} = \frac{\delta q_2}{\delta q_1}. \quad (9)$$

Вследствие того, что $\delta q_1 \neq \delta q_2$, то различны и величины мгновенных значений силовых факторов, но всегда выдерживаются зависимости (7) и (8). Из равенства (9) следует однозначный вывод, что отношения обобщённых сил для данной голономной консервативной системы материальных точек не может быть произвольным и зависит от её кинематической схемы, параметров, определяющих выражения кинетической энергии и отношения независимых вариаций

$$\delta q_i \text{ и } \delta q_{i+1}.$$

Необходимо отметить, что все эти зависимости действительны в данный момент времени, т.е. в дифференциальной форме и при условии, что сохранены связи, для которых получено выражение кинетической энергии.

Список литературы: 1. Добронравов В. В. Основы аналитической механики. — М.: Высшая школа, 1976. — 264 с., ил. 2. Аппель П. Теоретическая механика. — М.: Физматиз, 1960. — т. 2. — 488 с., ил. 3. Лурье А. И. Аналитическая механика. — Физматиз, 1961. — 824 с., ил.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Кюрчев В.Н., Панченко А.И.

(Таврическая аграрно-техническая академия, г. Мелитополь, Украина)

The mathematical device, algorithms and programs allowing to model process of maintenance (wear) of epicyclic hydromachines, and also to optimize values of working parts geometrical parameters are developed. As a result of simulation, the distinctive feature of epicyclic hydromachines is installed. The feature is to save the given time of face values of functional parameters, even at a significant wear of working parts.

Нормальное функционирование планетарных гидромашин зависит главным образом от технического состояния их вытеснителей, выполняющих две функции: зацепления и герметизации зоны нагнетания от зоны слива. Поскольку техническое состояние любой гидромашин определяется, в основном, перетечками в ее вытеснителях, то техническое состоя-

ние планетарной гидромашины будет определяться герметизирующей способностью ее вытеснителей. В этой связи при проектировании данного типа гидромашин и прогнозировании их работоспособности очень остро встает вопрос моделирования работы вытеснителей, представляющих собой зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, эквидистантный контур которого аппроксимирован дугами окружности.

При изучении кинематики движения вытеснителей планетарных гидромашин соединение, образованное вытеснителями, обычно рассматривается как идеальное, т.е. беззазорное, при котором зона слива отделена от зоны нагнетания кинематически, а межцентровое расстояние e между вытеснителями обусловлено формой контура сопрягаемых деталей (рис.1,а).

Различные погрешности, вызванные аппроксимацией гипоциклоидального контура вытеснителей (далее охватывающий вытеснитель условимся называть ротор, а охватываемый - шестерня), их изготовлением или восстановлением, обуславливают в реальном соединении наличие началь-

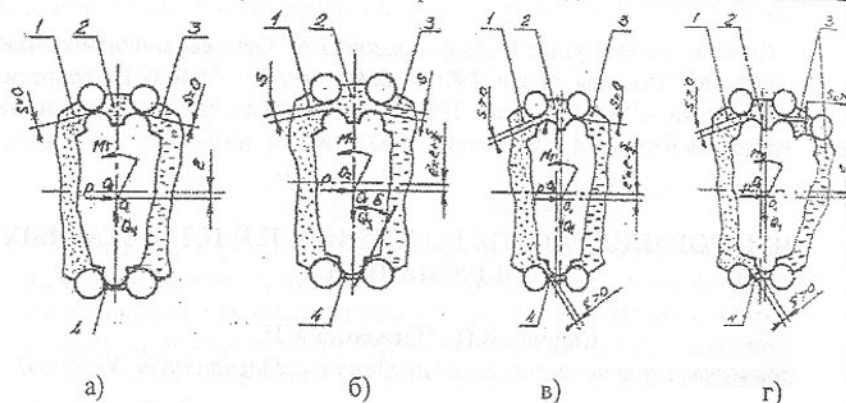


Рис. 1. Схема расположения вытеснителей, при работе планетарной гидромашины 1 – камеры, объединяющие зону нагнетания, 2 – камера *max* объема, 3 – камеры, объединяющие зону слива, 4 – камера *min* объема

ного диаметрального зазора S (рис.1,б). При $S=0$ (рис.1,а) центр шестерни O_2 описывает окружность радиусом e относительно центра ротора O_1 , а камеры 1,2,3 и 4, образованные элементами вытеснителей, разделены между собой кинематически. При $S>0$ (рис.1,б) расстояние между центрами O_1 и O_2 выражается равенством $e' \approx e + 0,5S$, а камеры 1,2 и 3 – соединены через зазор S . Представленное на рис 1,б взаимное расположение вытеснителей является промежуточным, поэтому при значении диаметрального зазора $S>0$ (при “всплытии” шестерни) можно выделить две схемы рабоче-

го расположения деталей силового соединения с образованием зазоров S' и S'' (рис.1в,г), а межцентровое расстояние равно $e'' \approx e - 0,5S$. При эксплуатации гидромашины, когда $S_{кр} > S > 0$, где $S_{кр}$ - критический диаметральный зазор (рис.1,в), существует положение ротора и шестерни с герметизацией зоны слива (камера 3) от зоны нагнетания (камера 1). С увеличением износа рабочих поверхностей вытеснителей, когда $S > S_{кр}$, в соединении образуется зазор S_k (рис.1,г) вызывающий нарушение герметизации камер нагнетания 1 и слива 3. Такое расположение вытеснителей планетарной гидромашины (рис.1,г), обуславливает наличие перетечек в силовом соединении, зависящих от величины зазора S_k , и, как следствие, потерю работоспособности.

Для исследования рабочих процессов, происходящих в вытеснителях планетарных гидромашин, разработан метод оптимизации геометрических параметров моделируемого силового соединения, заключающийся в нахождении таких значений радиусов делительных окружностей шестерни R_1 или ротора R_2 , при которых зазор S имеет минимальное заданное положительное значение (рис. 2).

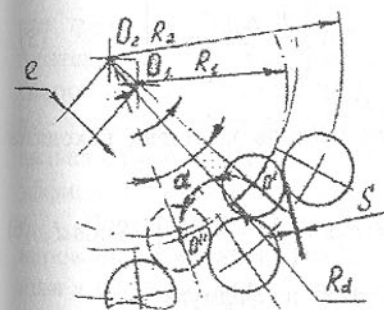


Рис. 2. Схема взаимного перемещения (движения) вытеснителей

Основной алгоритм определения искомых величин послужил метод последовательных приближений. Для увеличения скорости счёта он был модернизирован бинарным уменьшением шага приращения. Суть метода состоит в “разрастании” размеров R_1 и R_2 с параллельной фиксацией значения зазора S в паре, наиболее удалённой от условной пары начала “роста” и лежащей с ней на одной линии центров. Счёт ведётся до момента достижения заданного значения зазора S с заданной точностью. Все остальные геометрические параметры силового соединения, необходимые для расчета, задаются, исходя из конструктивных соображений.

В качестве параметра приращения выбран радиус R_2 . Нахождение радиуса R_1 производится поэтапно, вначале определяется радиус R_d окружности с центром в т. O_2 (Рис.2), на которой расположены вершины гипоциклоид, описываемых центрами зубьев шестерни (далее R_d - делительный радиус). Радиус R_d определяется из выражения:

$$R_d = R_2 \cos\left(\frac{\pi}{z_2}\right) - \sqrt{(r_1 - r_2)^2 - \left(R_2 \sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)\right)^2} \quad (1)$$

При совершении одного рабочего цикла, зуб шестерни с центром O переместится в т. O'' , двигаясь по окружности радиусом R_d , поворачивая всю шестерню на угол α

$$\alpha = 2\pi \left(1 - \frac{1}{z_1}\right), \quad (2)$$

следовательно, длина окружности радиусом R_1 меньше длины окружности радиусом R_d на величину

$$2\pi R_d - 2\pi R_1 = 2\pi R_d - R_d \alpha. \quad (3)$$

Подставив выражение (2) в (3) и преобразовав, получим:

$$R_1 = R_d \left(1 - \frac{1}{z_1}\right). \quad (4)$$

Зазор S определяется через координаты точек центров вытеснителей гидромашины, которые для ротора вычисляются из выражения

$$x_{1i} = R_2 \cos\left[\frac{\pi}{z_2}(2z_{2i} + 1)\right], \quad y_{2i} = R_2 \sin\left[\frac{\pi}{z_2}(2z_{2i} + 1)\right], \quad (5)$$

где z_i - номер зуба, для которого ведётся расчет.

В общем случае координаты точек центров шестерни находятся по формуле

$$x_{2i} = R_1 \cos\left(2\pi \frac{z_{1i}}{z_1} + d\right) + S \sin d, \quad y_{2i} = R_1 \sin\left(2\pi \frac{z_{1i}}{z_1} + d\right) + S \cos d, \quad (6)$$

С учетом (5) и (6) можно определить зазор по формуле

$$t = r_1 + r_2 - \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}. \quad (7)$$

Разработанная программа осуществляет расчет и оптимизацию геометрических параметров вытеснителей гидромотора, позволяет моделировать процесс движения шестерни при одновременном расчёте зазоров во всех контактируемых парах вытеснителей.

Особенностью данной программы является возможность исследования влияния износов на изменение геометрических параметров вытеснителей. В результате теоретических исследований получена зависимость изменения зазора между соответствующими парами зубьев шестерни и ротора от геометрических параметров вытеснителей

$$S_k = \sqrt{\frac{a_i + b_i - 2a_i b_i \cos(W_j - L_j + D_i)}{2}} - (r_1 + r_2), \quad (8)$$

где a_i и b_i - межцентровые расстояния и возможные перемещения i -й и j -й пар зубьев; W_j , L_j и D_i - параметры, характеризующие взаимное расположение j -й и i -й пары зубьев шестерни и ротора; r_1 и r_2 - радиусы закруглений зубьев шестерни и ротора.

Известно, что выходные параметры гидромотора определяются зависимостями

$$\text{— крутящий момент} \quad M_{кр} = \frac{\Delta P \cdot V_0}{2\pi} \eta_m;$$

$$\text{— частоту вращения} \quad n = \frac{Q}{V_0} \eta_{об},$$

а с учетом выполненных теоретических исследований механический и объемный КПД в планетарной гидромашине можно представить как:

$$\eta_m = 2(e \pm 0,5S)b R_1 z_2, \quad (9)$$

$$\eta_{об} = n_p v_o (Q + Q_y)^{-1}, \quad (10)$$

$$Q_y = \mu \cdot b \cdot S_k \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

где $\eta_{об}$ и η_m - объемный и механический КПД соответственно; b - ширина шестерни; ΔP - перепад давлений рабочей жидкости; V_0 - рабочий объем гидромашины; u - передаточное отношение компенсирующего механизма; n_p - установившаяся частота вращения вала гидромотора; Q и Q_y - номинальный расход рабочей жидкости и расход утечек соответственно; μ - коэффициент расхода; ρ - плотность рабочей жидкости.

Полученные зависимости позволяют произвести статическое моделирование изменения функциональных параметров планетарных гидромашин в процессе эксплуатации (при износе), а также оптимизацию геометрических параметров вытеснителей.

Апробирование разработанного метода осуществлялось путем моделирования износа (рис.3а) силового соединения планетарно-роторного гидромотора с рабочим объемом 630 см³ при номинальных режимах его работы ($P = 20$ МПа, $Q = 110$ л/мин).

Анализ полученных в результате моделирования зависимостей функциональных параметров от износа (рис. 3) показывает принципиальное отличие характера изменения общего КПД обычной роторной гидромашины (кривая 5) от общего КПД планетарной гидромашины (кривая 3). Необходимо также отметить несоответствие общепринятому представлению характера изменения частоты вращения выходного вала исследуемой гидромашины (кривая 1) и ее внутренних перетечек (кривая 4). Отмеченные кривые имеют горизонтальные участки, что свидетельствует о "самогерметизации" вытеснителей планетарной гидромашины, в частности,

гидромотора в процессе работы (при изменении зазора S), то есть при $S < S_{кр}$ в соединении отсутствует зазор S_k (рис. 1в), определяющий наличие внутренних перетечек в вытеснителях (кривая 4). Следует отметить, что при изменяемых значениях КПД гидромотора, его крутящий момент (кривая 2) практически нечувствителен к изменению зазора S в вытеснителях (к их износу).

Результаты проведенных экспериментальных исследований (рис. 3б,в) подтвердили выводы, полученные при моделировании процесса работы планетарной гидромашины (рис. 3а). Анализ полученных результатов подтверждает, что при значениях $S < S_{кр}$ в вытеснителях планетарной гидромашины происходит "самогерметизация" рабочих элементов и в этом промежутке времени функциональные параметры гидромашины практически неизменны. Отмеченный характер изменения функциональных параметров резко отличает положительные свойства планетарных гидромашин. Следовательно, для планетарных гидромашин можно установить гарантированный срок работоспособности (со

стабильными значениями функциональных параметров), что очень важно для обеспечения безотказности техники в заданный период эксплуатации.

Выводы.

В результате выполненных исследований можно констатировать тот факт, что оптимизация геометрических параметров вытеснителей планетарных гидромашин имеет весьма существенное значение при их проектировании. Так как при оптимально установленных геометрических параметрах вытеснителей (величина диаметрального зазора приближается к нулевому значению) появляется возможность эксплуатации исследуемых гидромашин в зоне "постоянства" значений их функциональных параметров (горизонтальные участки кривых, рис. 3). Поэтому, при проектировании мобильных машин с целью обеспечения безотказной работы техники в заданный период эксплуатации в их гидроприводах необходимо использовать, по возможности, планетарные гидромашины, имеющие стабильные значения функциональных параметров, а следовательно, гарантированный срок работоспособности, что очень важно.

Список литературы: 1. Панченко А.И., Баев С.И., Грингауз Е.Б. Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных гидромашин. — Отраслевое машиностроение: Труды / Таврическая государственная агротехническая академия. — Т.4. — вып. — 2. — Мелитополь: ТГАТА, 1998. — 116с.

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОСТАВНЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ

Лебедь В.Т. (АО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Increase in performance of composite rolls by improving the mated contoured surfaces "mandrel-sleeve".

Статистический анализ паспортных данных по эксплуатации составных прокатных валков на ряде прокатных станов показывает, что значительную долю выхода валков из строя составляют разрушения оси (или бандажа), а также смещение бандажа (втулки) относительно оси валка.

Наряду с совершенствованием ряда технологических операций было выполнено исследование по изучению профилировки посадочных поверхностей сопрягаемых деталей валка — оси и бандажа (втулки) [1].

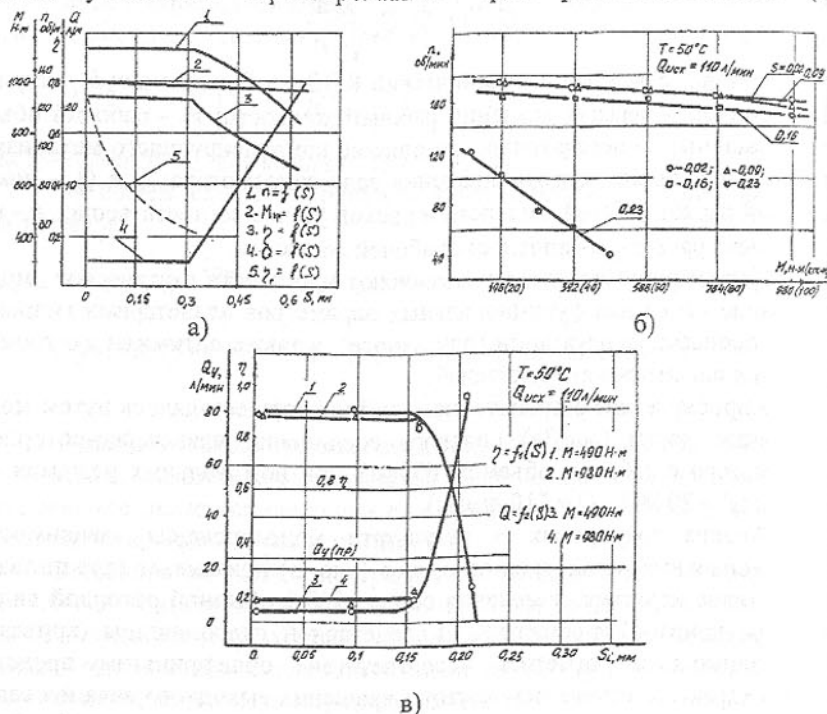


Рис. 3. Изменение функциональных параметров планетарной гидромашины в процессе эксплуатации
а - теоретические исследования; б, в - производственные испытания

С целью повышения долговечности вышеуказанных валков на предприятии был разработан и проведен комплекс мероприятий по исследованию посадочных поверхностей демонтированных валков массой до 100 тонн и более, как отечественного, так и импортного производств. Исследование включало следующее:

- измерения геометрии сопрягаемых поверхностей оси и бандажа (в двух плоскостях);
- контроль качества металла на содержание дефектов на посадочных и конусных поверхностях элементов валков;
- замер уровней остаточных напряжений до и после сборки составного валка и обследование областей фреттинг-процессов.

Соединение элементов крупногабаритных составных валков реализуется в основном с гарантированным натягом, величина которого по отношению к посадочному диаметру определяется диапазоном 1,3/1000 ... 1,0/1000. При этом соединение деталей обеспечивается различными способами. Наиболее широкое распространение для рассматриваемого класса валков получили горячие посадки. При этом существенное значение имеет профиль посадочных поверхностей оси и бандажа. Исходя из ряда известных профилей сопрягаемых посадочных поверхностей, в качестве базовой, была принята трапецеидальная форма (рис.1).

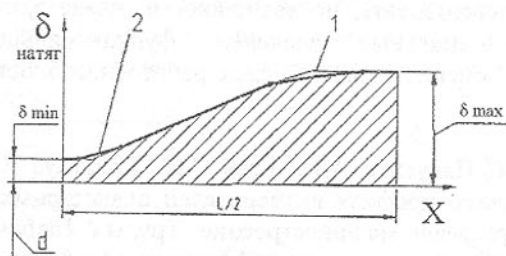


Рис.1 Схемы профилировки посадочной поверхности оси традиционной (трапецеидальной) формы (1) и усовершенствованной (2)

Профиль имеет профиль посадочных поверхностей оси и бандажа. Исходя из ряда известных профилей сопрягаемых посадочных поверхностей, в качестве базовой, была принята трапецеидальная форма (рис.1).

Обработка серии замеров остаточных напряжений на ряде составных валков показывает, что используемая профилировка по «трапеции» имеет недостаток, заключающийся в проявлении концентраторов напряжений в средней зоне валка (на границах перехода от максимального натяга к минимальному), что увеличивает напряжения от посадки в сопрягаемых деталях. Всплески (2' и 2'') на кривой 2 (рис.2), соответствующей распределению уровня напряжений в теле бандажа, увеличивают вероятность хрупкого разрушения как до эксплуатации, так и в процессе работы.

На основании обработки накопленных данных, характеризующих распределение остаточных напряжений по телу бандажа, было разработано

математическое выражение распределения величины натяга по образующей посадочной поверхности оси.

По предлагаемой профилировочной поверхности (2) оси (рис.1) и методике ее расчета, значения величин натяга по текущей координате X (совпадающей с осью валка) определяются дискретными величинами текущей координаты на выбранном участке и значением угла наклона для конкретной координаты X :

$$\delta(X) = \delta_{\min} + \sum_{i=1}^n \Delta_i(X),$$

где $\delta(X)$ - значение величины натяга по текущей координате X ;

X - текущая координата длины характерного участка (торец бандажа: $X = 0$; середина - $L/2$);

$\delta_{\min}$ - минимальное значение величины натяга;

n - количество характерных участков посадочной поверхности оси валка;

$\Delta_i(X)$ - величина приращения натяга δ на i -м участке посадочной поверхности.

Расчет посадочной поверхности оси валка основывался на следующем условии: текущее приращение натяга по всей длине переходных участков посадочной поверхности не превышало предварительно заданную минимальную величину.

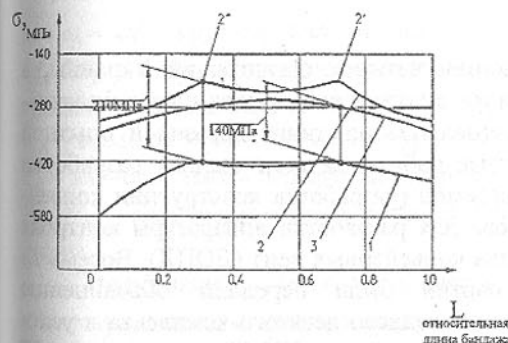


Рис.2 Распределение по телу бандажа напряжений: остаточных до насадки на ось (1); результирующие после насадки при профилировке посадочной по традиционной (2) и предлагаемой (3) формам

При этом величина натяга определялась по разработанной программе и полученная расчетная профилировочная поверхность оси, позволяет обеспечить равномерное распределение напряжений по телу бандажа.

Это подтверждает и сопоставление результатов замеров уровня остаточных напряжений составных валков собранных по тепловой посадке как с традиционной профилировочной поверхностью оси валка, так и с предлагаемой: отмечается снижение уровня напряжений (рис.2), что обеспечивает повышение работоспособности составных валков.

Изложенные конструктивные и использованные технологические ме-

роприятия позволяют повысить надежность и долговечность составных прокатных валков.

Список литературы: 1. А.С. 1508409 СССР Составной прокатный валок / Бобух И.А., Лебедь В.Т., Тарасов В.А. Не публикуется

УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ДВИЖЕНИЯ И ЦЕЛОСТНОСТИ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

Лисовский В.С., Ковальчук А.М. (НТУУ "КПИ", г. Киев, Украина)

Low frequency synosoidal oscilations generator which is connected to the transmitting frame antenna, receiver which in its turn is connected to the similar kind frame receiver and a special wire of the conveyer belt are included into the control system of the unit. The circuit break results in the connection break between the receiver and transmitter that is a signal of belt break. Analysis of mathematic model of the unit confirmed the possibility of making use of this system for sliding belt control and slipping to the side that can be found out by the simple microprocessor unit.

Благодаря совместным усилиям четырех организаций Украины, а именно НТУУ "КПИ" (разработка математической модели и функциональной схемы), ПО "Азовмаш" (изготовление опытного образца и опытной партии), УкрНИИпроект (проектные работы на всех стадиях разработки ДОПЛ), Национальная горная академия (разработка конструкции конвейерной ленты), была создана основа для разработки аппаратуры контроля продольного и поперечного порыва конвейерных лент (ДОПЛ). Восемь из девяти комплектов опытной партии были переданы объединению "Якуталмаз" (Россия). Испытания последнего девятого комплекта в условиях Криворожского железорудного бассейна и ХК "Ровенькиантрацит" подтвердили работоспособность ДОПЛ и установили возможность его использования для контроля скорости ленты и схода ее в сторону.

В состав аппаратуры (рис.1) входит автогенератор синусоидальных колебаний (АГ), нагруженный рамочной передающей антенной (АПер) и аналогичная приемная антенна (АПр) с регистрирующим устройством (РУ). В конвейерную ленту вкладывается замкнутый токопроводящий контур, выполненный в виде поперечных петель, последовательно соединенных продольными элементами. Ширина петель - d , расстояния между ними - S .

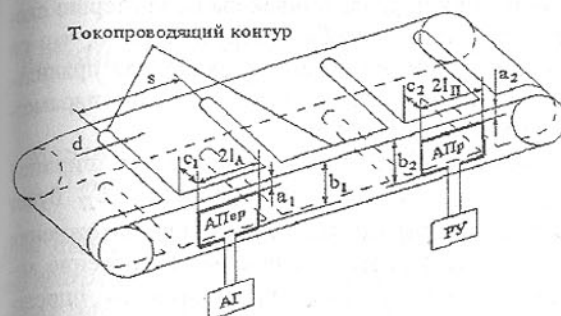


Рис.1. Схема устройства.

При нормальной работе конвейера передающая антенна наводит в движущемся замкнутом токопроводящем контуре переменный синусоидальный ток, который в свою очередь инициирует в приемной антенне, а следовательно, и на входе регистрирующего устройства ЭДС, действующее значение которой E_{Π} . Это свидетельствует о целостности ленты. При поперечном (продольном) порыве токопроводящий контур разрушается и напряжение на входе РУ исчезает, что приводит к отключению привода конвейера.

Для определения величины этого напряжения получена зависимость:

$$E_{\Pi} = \frac{\omega^2 M_1 M_2}{Z_K} I_A W_A W_{\Pi},$$

где $\omega = 2\pi f$ - круговая частота тока;

M_1, M_2 - взаимные индуктивности, соответственно, между передающей, приемной антеннами и контуром в ленте;

Z_K - полное сопротивление контура, заложенного в ленту;

I_A - значение тока в передающей антенне;

W_A, W_{Π} - количество витков, соответственно, передающей и приемной антенны.

Индуктивности M_1 и M_2 с учетом взаимного расположения антенн и контура, закладываемого в ленту, определяются следующими зависимостями:

$$M_1 = \frac{\mu_0 I_A}{\pi} \ln \frac{b_1^2 + C_1^2}{a_1^2 + C_1^2};$$

$$M_2 = \frac{\mu_0 I_n}{\pi} \ln \frac{b_2^2 + C_2^2}{a_2^2 + C_2^2}.$$

Амплитуда сигнала на входе РУ зависит от боковых биений (параметра C) груженой и холостой ветвей конвейера, что дает право употребить термин амплитудной модуляции этого сигнала параметром C . Глубина этой модуляции, то есть, уменьшение амплитуды E_{Π} , при нормируемом сходе в сторону одной ветви ленты в 25 см, составляет около 40%, что

может быть поводом для отключения привода конвейера по критерию схода ленты в сторону. Недостатком этого способа контроля есть то, что он осуществляется только в местах установки антенн. Однако при правильном выборе места их установки общая контролируемая по этому параметру длина конвейера может составлять 400...500 м.

Если ширину петли (параметр d) сделать соизмеримой с шириной рамочной антенны ($2l_A, 2l_D$), то при работе конвейера сигнал E_D будет модулироваться по амплитуде и этим параметром, то есть при нахождении петли в зоне рамочной антенны наблюдается значительное снижение амплитуды E_D . Временной интервал между двумя минимумами E_D , определяемый расстоянием S и скоростью движения ленты может быть критерием пробуксовки ленты на приводных барабанах. Однако, как указывалось выше, снижение E_D имеет место и за счет биения ленты. Кроме того, необходимо учитывать и то, что амплитудная модуляция E_D вызывается и взаимодействием петель с обеими рамочными антеннами. То есть, при решении задач определения биения ленты и ее скорости выше описанным способом возникает потребность идентификации причин, вызвавших амплитудную модуляцию E_D . Эту задачу предлагается решать включением в регистрирующее устройство РУ микропроцессорной приставки, которая будет выполнять следующие функции:

1. При контрольном включении конвейера в память приставки записывается в течение одного цикла оборота ленты информация отображающая зависимость $E_D(t)$.

2. В процессе эксплуатации конвейера на каждом цикле оборота ленты текущая информация $E_D(t)$ сравнивается с контрольной.

3. С помощью программы, предварительно записанной в ПЗУ приставки, анализируются результаты сравнения выше упомянутой информации с идентификацией причин, вызвавших расхождения.

Выводы. На базе вышеупомянутого опытного образца с помощью компьютера была смоделирована приставка и испытано экспериментальное программное обеспечение для определения скорости конвейерной ленты и ее схода в сторону. Испытания модели подтвердили работоспособность предлагаемых конструктивных дополнений к аппаратуре ДОПЛ.

Список литературы: 1. Устройство защиты конвейерной ленты от продольного порыва./В.С. Лисовский, В.В. Панченко, И.П. Надсадный, В.И. Шелепов, В.Д. Саблин//Изв. вузов. Горный журнал. - 1990, №7. 2. Устройство защиты конвейерной ленты от порывов./В.С. Лисовский, А.М. Ковальчук/Уголь Украины. - 1998, №4.

ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА КРУГЛЫХ ПОВОРОТНЫХ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН НА ИХ СТОЙКОСТЬ

Мартыненко В.А., Гришин В.С., Доморацкий В.А., Шпирка И.И.
(ГметАУ, АОЗТ «Юго-Западное», г. Днепропетровск, Украина)

High steady dependencies for round rotary cutting plates were investigated by end sharpen method. The formula for determination of correction coefficient for cutting rate with round rotary plates was offered.

Круглые поворотные режущие пластины (ПРП) в настоящее время достаточно широко используются в сборном инструменте как на предприятиях Украины, так и за рубежом. Обусловлено это в первую очередь возможностью практически полного использования режущих кромок – при износе круглая ПРП поворачивается только на величину изношенного участка, в то время как гранная ПРП на одну сторону, хотя на поворачиваемой стороне длина неизношенной кромки доходит до 50% и более. Влияние диаметра круглой ПРП на стойкость сложное и определяется рядом противодействующих факторов:

- с одной стороны замена прямолинейной режущей кромки радиусной увеличивает деформацию стружки – стесненные условия резания, что увеличивает силу резания [1], тепловыделение, а следовательно снижает стойкость;

- с другой стороны у круглой ПРП лучше теплоотвод от вершины лезвия, больше длина активной режущей кромки (больше ширина и меньше толщина среза; аналогично уменьшению угла в плане у многогранных ПРП), что способствует повышению стойкости.

Для определения влияния диаметра круглой ПРП на стойкость кафедрой технологии машиностроения Государственной металлургической Академии (г. Днепропетровск) совместно с АОЗТ Научно- производственным предприятием «Юго-Западное» (320101, Украина, Днепропетровск, ул. Свердлова 16/2 тел. 380 562 425954, телефакс 380 562 425887), являющимся эксклюзивным представителем фирмы WIDIA VALENITE, (ФРГ) было выполнено следующее исследование.

При назначении режимов резания для любого инструмента, в том числе и для инструмента с круглыми ПРП, конечным этапом является расчет скорости резания [2], обеспечивающей принятую стойкость,

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (1)$$

где C_v - коэффициент пропорциональности,

x, y, m - показатели степени при глубине резания t , подаче S и периоде стойкости T ;

$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{Tu} \cdot K_{Tc} \cdot K_r \cdot K_\phi$ - поправочный коэффициент представляющий произведение ряда поправочных коэффициентов, учитывающих конкретные условия обработки, в том числе и угол в плане ϕ - K_ϕ (как наиболее общая формула (1) взята для случая точения).

При увеличении диаметра круглой ПРП при постоянной глубине резания и подаче (площадь среза постоянна) растет ширина и уменьшается толщина среза аналогично тому как меняется форма среза при уменьшении угла в плане для многогранных ПРП.

Влияние угла в плане на стойкость достаточно хорошо изучено и в формуле [1] учитывается соответствующим коэффициентом K_ϕ . Чтобы выяснить возможность использования этого коэффициента для расчета скорости резания V круглой ПРП путем приведения ее действительного среза к эквивалентному прямолинейному была определена степенная зависимость K_ϕ от ϕ . Эквивалентным прямолинейным срезом будем считать срез образованный прямолинейной режущей кромкой с площадью равной площади среза круглой ПРП и шириной среза

$$b = R \cdot \omega,$$

где R - радиус круглой ПРП,

$$\omega = \sqrt{6 - \frac{\sqrt{12R \cdot (3R - 2t)}}{R}}, \text{ рад. - центральный угол соответствующей дуги}$$

длиною b .

Тогда толщина среза

$$a = \frac{S \cdot t}{R \cdot \omega},$$

а угол в плане

$$\phi = \arcsin \frac{t}{R \cdot \sqrt{6 - \frac{\sqrt{12R \cdot (3R - 2t)}}{R}}}.$$

Заменив действительные срезы круглых ПРП эквивалентными, определили для круглых ПРП поправочный коэффициент

$$K_d = C_d \cdot d^{1,38},$$

где C_d - коэффициент пропорциональности,
 d - диаметр круглой ПРП.

Для проверки полученной зависимости методом торцевого точения (ускоренный метод стойкостных испытаний) были получены стойкостные

зависимости "скорость резания V - период стойкости T " для круглых ПРП и многогранной ПРП с $\phi = 45^\circ$ (поправочный коэффициент $K_\phi = 1$). Диапазон изменения диаметров круглых ПРП - 12-30 мм, подач 0,1- 0,3 мм/об, глубин резания 1-3 мм.

Стойкостные зависимости были получены при точении стали 45, резами из быстрорежущей стали P18 и проверены на твердосплавных круглых ПРП.

Сравнительный анализ стойкостных зависимостей " $V - T$ " для круглых и многогранной ПРП с $\phi = 45^\circ$ позволил определить поправочный коэффициент на диаметр круглой ПРП

$$K_d = 0,13 \cdot d^{1,48} \cdot S^{1,26}. \quad (2)$$

Таким образом, при выборе режимов резания для круглых ПРП скорость резания можно рассчитывать по формуле (1), заменив поправочный коэффициент K_ϕ на K_d , который рассчитывается по формуле (2).

Следует заметить, что применение круглых ПРП не всегда приводит к повышению периода стойкости по сравнению с многогранными, т.е. в определенных случаях превалирует увеличение работы резания над факторами повышающими стойкость. Кроме того, круглые ПРП существенно увеличивают силу резания (1) - особенно с увеличением d растет радиальная составляющая P_y , что делает невозможной работу круглых ПРП при низкой жесткости технологической системы.

Список литературы: 1. Мартыненко В.А., Шпирка И. И., Доморацкий В.А. Выбор диаметра круглых поворотных режущих пластин для сборного инструмента. Машиностроение и техносфера на рубеже 21 века. Т.2. Международный сборник научных трудов, вып.6, ДонГТУ, Донецк, 1998, - 199-201 с. 2. Справочник технолога-машиностроителя. Т.2 / Под ред. к.т.н. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985, - 496с.

ОЦЕНКА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОРИЕНТИРОВАННО РАСПОЛОЖЕННЫХ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН В ПОЛИМЕРНОЙ МАТРИЦЕ

Михайлов А.Н., Байков А.В., Сагуленко Н.Г.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The problem of sinking of a diamond grain in elastic bond has been solved by

numerical method. The dependencies of grain sinking value on physical and mechanical bond properties and preliminary embedment of a gran are determined.

На операциях чистовой обработки хрупких неметаллических материалов - стекла, керамики, природного камня - всё более широко применяется алмазный инструмент на органической связке [1,2]. Это обусловлено тем, что при обработке инструментом на упругой связке достигается более низкая шероховатость поверхности и глубина дефектного слоя, что снижает трудоемкость последующего полирования. Благодаря возможности микроперемещений алмазных зерен в упругой связке формируется режущий профиль алмазного инструмента, характеризующийся меньшей величиной разновысотности вершин алмазных зерен по сравнению с инструментом аналогичных характеристик на жесткой связке [3]. В результате этого в процессе диспергирования участвует большее количество алмазных зерен, снижается величина контактных давлений и, как результат, уменьшается величина разрушенного слоя.

Для инструмента на полимерных связках можно считать, что каждое алмазное зерно работает относительно автономно, то есть величина контактного давления на отдельном зерне определяется упругой реакцией связки, в которую оно погружается под действием силы резания. Величина упругой реакции связки зависит от глубины внедрения в неё абразивного зерна. Следовательно, оценка величины погружения алмазного зерна в полимерную связку является важным этапом анализа взаимодействия инструмента и детали при чистовом шлифовании. Анализ этих явлений связан с изучением напряженно-деформированного состояния упругой матрицы.

Задача решалась методом конечных элементов. Для решения был привлечен пакет прикладных программ (ППП) «ЗЕНИТ». Данный ППП предусматривает возможность расчета конструкции из разных материалов для отдельных частей.

При решении были приняты следующие допущения:

1. Алмазное зерно моделируется бипараболоидом вращения [4]. Физико-механические характеристики модели соответствуют характеристикам синтетических алмазов.
2. Алмазное зерно ориентировано большим размером перпендикулярно поверхности связки.
3. Алмазное зерно жестко связано с эластичной связкой.
4. Влиянием соседних алмазных зерен на деформацию связки пренебрегаем.
5. Материал связки шлифовального круга считаем изотропным и линейно-упругим. На основании экспериментальных данных по оценке величины перемещения алмазных зерен в упругой связке [3] и допустимой ве-

личины деформации полимерных материалов [5] правомочно утверждать допустимость применения закона Гука при рассмотрении напряженно-деформированного состояния матрицы шлифовального круга.

6. При решении задачи рассматриваем действие только нормальной составляющей силы резания, т. к. влияние тангенциальной составляющей на перемещение зерна в нормальном направлении незначительно [6]. Точка приложения силы лежит на оси модели зерна.

При заданных допущениях взаимодействие зерна со связкой сводится к осесимметричной объемной задаче. Объем связки представлен конечными элементами в виде гексаэдров общего вида, вырождающихся в районе оси симметрии в пентаэдры. В отличие от других работ [6,7] алмазное зерно рассматривалось не как абсолютно твердое тело, а как реальное с физико-механическими характеристиками синтетических алмазов и представлялось в конечно-элементной модели пентаэдрами общего вида, вырождающимися в районе оси симметрии в тетраэдры.

Задача решалась для алмазов АС4 63/50, применяемых на операциях чистового шлифования. Величина нормального усилия на зерне задавалась в пределах от $P=0,02$ Н до $P=0,16$ Н. Данный интервал включает усилия, действующие на алмазное зерно на операциях тонкого шлифования стекла и гранита [1,2].

При решении задачи рассматривались варианты упругой связки с различными физико-механическими свойствами: модулем упругости E и коэффициентом Пуассона ν . Рассматриваемые значения E и ν соответствуют реальным величинам для связок на основе композиции эпоксидной диановой смолы ЭД-20 и силоксанового каучука КЛС-55 при различном соотношении компонентов. При этом модуль упругости композиции принимал значение от $E=100$ МПа до $E=3500$ МПа, соответственно коэффициент Пуассона от $\nu=0,45$ до $\nu=0,34$.

Кроме этого варьировалась величина заглубления зерна в связку от $h_s=0,5l$ до $h_s=0,75l$, где l - габаритная длина модели зерна. Величину заглубления (заделки) выражали в более принятом относительном виде: $\varepsilon=h_s/l$.

Задаваемые при решении кинематические граничные условия характеризуют отсутствие перемещений в узлах, лежащих на поверхности связки на границе сетки. Граница сетки задавалась из условий среднего расстояния между зернами при концентрации алмаза 25%.

В результате решения задачи установлено, что зависимость величины погружения алмазного зерна в связку от нормальной силы носит линейный характер для полимеров всех исследуемых характеристик и для различной глубины заделки зерна. Графическое изображение зависимости перемещения алмазного зерна от нормальной силы при глубине заделки

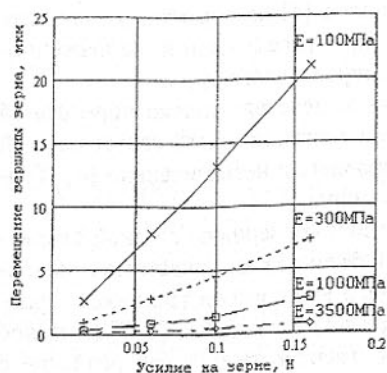


Рис. 1.- Зависимость величины перемещения алмазного зерна в связке от нормальной силы при $\varepsilon=0,5$.

ракетр:

$$K = \frac{m}{E^n}, \quad (1)$$

где, m и n - постоянные величины.

Значение коэффициентов m и n для различной глубины заделки зерна были определены аппроксимацией расчетных значений. Уравнения аппроксимирующих кривых в зависимости от глубины заделки зерна имеют вид:

$$\varepsilon=0,5 \quad K = \frac{1,089 \cdot 10^4}{E^{0,960}}$$

$$\varepsilon=0,62 \quad K = \frac{1,154 \cdot 10^4}{E^{0,981}}$$

$$\varepsilon=0,75 \quad K = \frac{1,070 \cdot 10^4}{E^{0,984}}$$

Можно отметить тенденцию роста показателя степени при модуле упругости при увеличении глубины заделки зерна. При графической иллюстрации (рис. 2) все три кривые практически накладываются друг на друга.

С увеличением глубины заделки значение обобщенной податливости связки уменьшается, причем более интенсивно для связок с большим модулем упругости (рис.3) Уменьшение значения податливости происходит

$\varepsilon=0,5$ приведено на рисунке 1.

Коэффициент пропорциональности между величиной перемещения и силой определяется физико-механическими свойствами связки, в частности модулем упругости. С увеличением модуля упругости угол наклона прямой с осью абсцисс уменьшается.

Если ввести показатель обобщенной податливости связки K , определив его как отношение величины погружения зерна в связку ΔY к нормальной силе F , то можно утверждать, что величина податливости связки является функцией от модуля упругости материала: $K=f(E)$, причем зависимость имеет обратно пропорциональный ха-

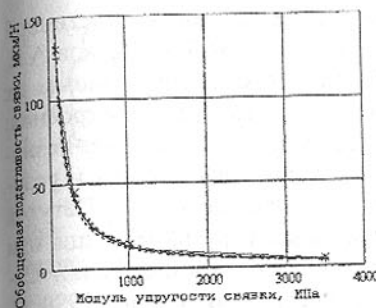


Рис. 2.- Зависимость обобщенной податливости связки от модуля упругости.



Рис. 3.- Зависимость обобщенной податливости связки от величины заглабления зерна.

модуля упругости связки и глубины заделки зерна. Зависимость от силы имеет линейный прямо пропорциональный характер, а от модуля упругости - обратно пропорциональный. Деформация собственно алмазного зерна по отношению к деформации матрицы является бесконечно малой более высокого порядка и в практических расчетах ею можно пренебрегать, рассматривая алмазное зерно как абсолютно жесткое тело.

На основе полученных результатов можно теоретически прогнозировать деформирование рельефа поверхностного слоя алмазного шлифовального инструмента для различных связок и для различных усилий в зоне обработки.

Список литературы: 1. Соснов А.Н., Шлишевский Б.Э., Трифонов Е.Е. Автоматизированная обработка оптических деталей с применением алмазно-абразивных инструментов. - Новосибирск: НИИГАиК, 1988. - 85с. 2. Добыча и обработка природного камня: Справочник / Под ред. А.Г. Смирнова. - М.: Недра, 1990. - 444 с. 3. Олейников А.Б. Эксперименталь-

не линейно: более интенсивно при большей величине заглабления зерна. Это обусловлено деформацией больших объемов связки и наличием растягивающих напряжений в поверхностных слоях связки.

Следует отметить, что под действием силы резания алмазное зерно также претерпевает деформацию. Величина деформации алмазного зерна в рассматриваемом диапазоне усилий составляет $\Delta_s=0,005...0,04$ мкм и практически не зависит ни от модуля упругости связки, ни от величины заглабления зерна. В практических расчетах деформацией алмазного зерна можно пренебречь, т. к. она на два-три порядка меньше величины деформации связки.

Таким образом, с помощью метода конечных элементов определено напряженно-деформированное состояние матрицы шлифовального инструмента при погружении алмазного зерна под действием нормальной силы. Установлено, что величина погружения алмазного зерна зависит от нормальной силы,

ное исследование режущего профиля шлифовальных кругов на эластичной связке // Сверхтвердые материалы. - 1994. - № 2. - С. 33-37. 4. Байков А.В. Моделирование алмазных зерен для инструмента с ориентированным их расположением. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997. Вып. 4. - С. 12-18. 5. Резниковский М.М., Лукомская А.И. Механические испытания каучука и резины. - М.: Химия, 1968. - 500 с. 6. Желобов Н.Г., Огарышев С.А., Петухов В.И. и др. Напряженно-деформированное состояние упругой матрицы при погружении абразивного зерна под действием нормальной нагрузки // Совершенствование процессов обработки в машиностроении. Пермь, 1990. С. 77-83. 7. Олейников А.Б., Сенченков И.К., Рубцова И.Г. Влияние напряженно-деформированного состояния контакта зерно-связка на работоспособность кругов с режущим слоем из АЛШЛ // Сверхтвердые материалы. - 1987. - № 5. - С. 45-49.

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ ЛИНИЙ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА САМОСТОПОРЯЩИХСЯ ГАЕК

Михайлов А.Н., Седиков Р.С. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина),
Ландик В.И., Муравья Е.С. (АО «НОРД» г. Донецк, УКРАИНА)

The questions of structure support of design of automatic rotor lines (ARL) are considered in this article. It has been done the analysis of productivity of ARL. The structure models of ARL have been worked out. The progressive principle kinematics scheme of movement is investigated here.

Роторные линии - одна с высших форм автоматизации технологических процессов, так как межмашинное и внутримашинное транспортирование потока обрабатываемых деталей осуществляется непрерывно, из постоянной скоростью, что позволяет легко регулировать производительность и качество процессов проработки.

Промышленное применение данной линии позволяет в сравнении с используемым ранее отдельным автоматическим оборудованием повысить производительность в 3 раза, снизить трудоемкость изготовления изделия в 2 раза, сократить производственную площадь в 8 раз, сократить численность рабочих в 6 раз, уменьшить продолжительность производственного цикла в 10 раз. Это достигается главным образом за счет автоматизации слесарных операций сборки, завальцовки и кернения гаек, а также

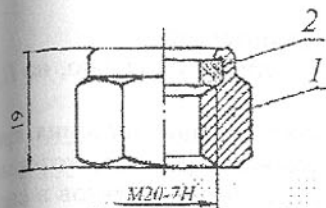


Рис. 1. Самостопорящаяся гайка в сборе

за счет применения новых способов изготовления, защищенных авторскими свидетельствами.

На рис.1 представлен чертеж предмета обработки (ПО) данной автоматической роторной линии. Гайка представляет собой сборочную единицу, состоящую из корпуса гайки 1 и полиэтиленовой втулки 2. Втулка запрессовывается в корпус, затем выполняются операции завальцовки, кернения и раз-

вертывания.

Производительность АРЛ определяет возможность эффективного ее использования для заданных условий производства. В особенности важным представляется решение этого вопроса на стадии проектирования автоматических линий, что является исходным для последующего изготовления и эксплуатации линий. Для анализа цикловой ($P_{\text{ц}}$), технологической ($P_{\text{т}}$) и соответствующей действительной ожидаемой ($P_{\text{до}}$) производительностей, а также коэффициента технического использования ($K_{\text{т.и.}}$), были построены графики зависимостей от конструктивных параметров - m - числа технологических роторов в автоматической линии, U_p - от числа гнезд (числа блоков технологического воздействия (БТВ) в один роторе), ε_p - степени использования рабочего пространства.

Ожидаемое значение соответствующей действительной производительности $P_{\text{до}}$ прямо пропорционально числу U_p гнезд роторов и обратно пропорционально сумме продолжительностей наработок и всех видов потерь:

$$P_{\text{до}} = U_p \left[t_p \xi_p + \frac{\theta_{\text{ин}}}{N_{\text{ин}}} \cdot U_p m + \frac{\theta_{\text{пр}}}{K_{\text{пр}}} m + \frac{\theta_{\text{тр}}}{K_{\text{тр}}} \cdot (m+1) \right], \quad (1)$$

где m - число технологических роторов (ТР) в линии;

$N_{\text{ин}}, K_{\text{пр}}, K_{\text{тр}}$ - средние наработки на отказ, выраженные числом срабатываний между отказами;

$\theta_{\text{ин}}, \theta_{\text{пр}}, \theta_{\text{тр}}$ - средние продолжительности восстановлений, выраженные числом срабатываний исполнительских механизмов;

ξ_p - степень использования рабочего пространства.

Коэффициент технического использования

$$K_{\text{т.и.}} = \frac{P_{\text{до}}}{P_{\text{ц}}} = \left\{ 1 + \frac{1}{t_p \xi_p} \cdot \left[\frac{\theta_{\text{ин}}}{N_{\text{ин}}} \cdot U_p m + \frac{\theta_{\text{пр}}}{K_{\text{пр}}} \cdot m + \frac{\theta_{\text{тр}}}{K_{\text{тр}}} \cdot (m+1) \right] \right\}^{-1}. \quad (2)$$

На основании сравнительного анализа трех видов производительности (технологической $P_{\text{т}}$, цикловой $P_{\text{ц}}$ и ожидаемой действительной $P_{\text{до}}$ производительностей), анализируемых еще на стадии проектирования АРЛ, можно сделать следующие выводы:

1. При увеличении числа гнезд роторов P_m и P_n возрастают.
2. Число роторов, которые объединяются в автоматическую линию, на P_m и P_n не влияет.
3. Разности $P_m - P_{до}$ и $P_n - P_{до}$ принимают максимальные значения при большом числе гнезд роторов и при малом числе роторов, которые объединяются в линию, так как при увеличении числа элементов в системе показатели надежности системы технологических роторных машин ухудшаются.
4. С экономической точки зрения при высокой устойчивости инструмента (большом числе срабатываний) для повышения производительности нужно увеличивать число инструментов в роторах, а не число роторов в автоматической линии.

На основании вышеизложенного, структурная модель автоматической линии для производства самостоящихся гаек имеет вид [1]:

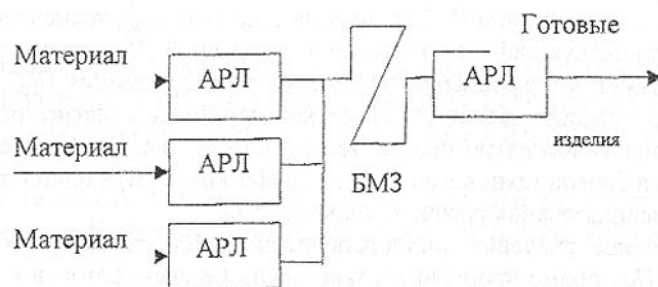


Рис. 2. Цепочка роторных машин:

БМЗ - бункер межлинейных запасов деталей

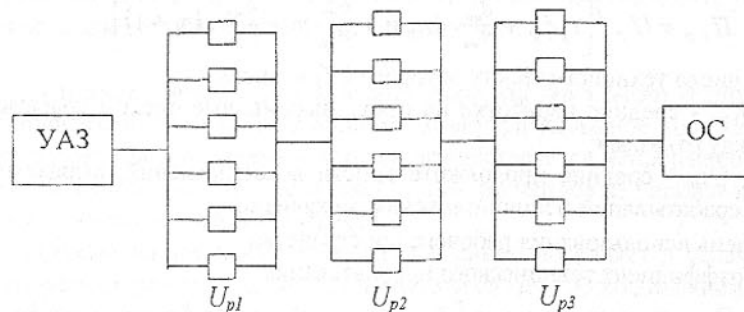


Рис. 3. Структурная модель АРЛ№1:

УАЗ - устройства автоматической загрузки; ОС - обслуживающие системы; $U_{p1..3}$ - числа гнезд ТР

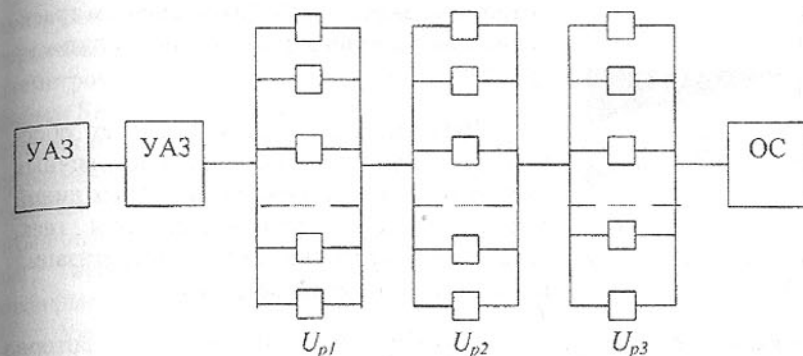


Рис. 4. Структурная модель АРЛ№2:

УАЗ - устройства автоматической загрузки; ОС - обслуживающие системы; $U_{p1..3}$ - числа гнезд ТР ($U_p = 12$)

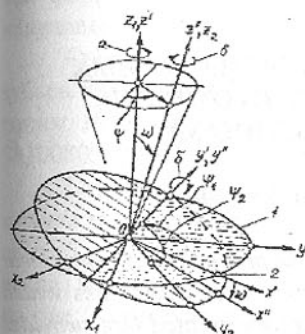


Рис. 5. Геометрико-кинематическая схема транспортного движения в АРЛ №2

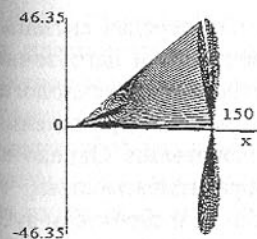


Рис. 6. Траектория транспортного движения типа лемниската Бернулли $\omega = 18^\circ$; $X_2 = 150$ мм; $Y_2 = 0$; $Z_2 = 0$.

В работе исследована принципиальная кинематическая схема рабочего и транспортного движения предметов проработки в АРЛ, которая основана на трех элементарных вращательных движениях, результирующая которых является прецессионное качение, которое координируется тремя углами Эйлера в трехмерном евклидовом векторном пространстве (рис.5). Переход от системы координат $X_1Y_1Z_1$ к системе $X_2Y_2Z_2$, имеющих единое начало координат, выполнен при помощи последовательного выполнения трех поворотов [2].

После выполнения всех преобразований формулы перехода имеют вид:

$$\begin{aligned} x_1(\psi, \omega) &= x_2 \cdot [1 - 2 \cos^2(\psi) \cdot \sin^2(\frac{\omega}{2})] - \\ &- y_2 \cdot \sin(2\psi) \cdot \sin^2(\frac{\omega}{2}) - z_2 \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\omega) \\ y_1(\psi, \omega) &= -x_2 \cdot \sin(2\psi) \cdot \sin^2(\frac{\omega}{2}) + \\ &+ y_2 \cdot [1 - 2 \sin^2(\psi) \cdot \sin^2(\frac{\omega}{2})] - \\ &- z_2 \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\omega) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} z_1(\psi, \omega) &= x_2 \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\omega) + \\ &+ y_2 \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\omega) + z_2 \cdot \cos(\omega) \end{aligned}$$

В АРЛ№2 угол наклона оси верхнего

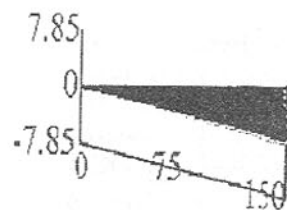


Рис. 7. Траектория транспортного движения в АРЛ№2

ротора составляет $3,15^\circ$. Таким образом траектория транспортного движения имеет вид (рис.7):

Выполненный анализ позволяет обоснованно подойти к выбору компоновочных схем роторных и роторно-конвейерных линий для изготовления самостопорящихся гаек, дать анализ основных схем маршрутизации потоков изготавливаемых деталей.

Список литературы: 1. Кошкин Л.Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - Г.: Машиностроение, 1982. - 238с. 2. Михайлов А.Н. Разработка методов повышения несущей и компенсирующей способности зубчатых муфт. Дис. на соиск. канд. техн. наук.- Донецк: ДПИ, 1985.-254с.

НОВОЕ НАПРАВЛЕНИЕ В ОСНАЩЕНИИ ЧЕРВЯЧНЫХ ЗУБОРЕЗНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ ПОВОРОТНЫМИ НЕПЕРЕТАЧИВАЕМЫМИ ПЛАСТИНАМИ

Настасенко В.А. (ОГПУ, г. Одесса, Украина)

The work results in the development of conception of improvement of worm teeth cutting tools. Suggested assortment our invention-hob cutter with plates which need no resharping and methods of their profiling, are created that provides for complex achievement of basic technico-economic indexes of teeth processing: precision, productivity and made their manufacture economical and technological.

Современные пути совершенствования зубчатых передач связаны с повышением их кинематической точности, долговечности и нагрузочной способности, которые обеспечиваются совершенствованием технологии, оборудования и зубообрабатывающего инструмента, а также применением материалов с повышенными эксплуатационными свойствами. Однако новые материалы как правило обладают худшей обрабатываемостью, что обостряет проблему производительности зубообработки и стойкости зубообрабатывающего инструмента. При этом наиболее перспективные ее решения связаны с применением новых инструментальных материалов, в первую очередь - твердосплавных и сверхтвердых СТМ [1,2].

Основными недостатками применения твердых сплавов являются ограничение размеров спекания и более высокая стоимость по сравнению с

инструментальными сталями. Поэтому для традиционных исполнений червячных инструментов цельные конструкции ограничены наружным диаметром 50...60мм (например фрезы ВНИИ-инструмента [1], Германской фирмы Saacke и др.), а сборные - размерами реек или удобством установки пластин на зубе (фрезы НКМЗ[1], Германской фирмы Fette и др.). Однако применение многогранных поворотных неперетачиваемых пластин, признанных наиболее перспективными для многих видов инструментов, для червячных инструментов считалось невозможным (кроме крупных модулей). Таким образом, данная разновидность червячных инструментов исключалась из общей структуры их конструктивных исполнений.

Указанный недостаток обусловлен тем, что параметры и форма традиционных поворотных неперетачиваемых пластин не соответствуют профилю зубьев червячных зуборезных инструментов. Однако в работе [2] показано, что его устранение возможно на базе многогранных пластин новой формы, поэтому целью предлагаемой работы является определение направлений предпочтительной разработки подобных инструментов.

Среди более, чем 600 разработанных вариантов оснащения профиля зубьев пластинами (заявки на патенты: РСТ №№ 99/11414, 99/11415, Украины №№ 9709450, 9709451 и Российской Федерации №№ 98109571, 98100805, 98104340, 98104494), выделены 5 основных схем (рис.1...5).

Схемы на рис.1...3. предпочтительны для черновых фрез (рис.1. - для модуля $m > 12$ мм, рис.2. - для модуля m от 6 до 12 мм, рис.3. - для модуля m от 3 до 6 мм), схема на рис.4. предпочтительна для чистовых фрез (шверов) модуля $m < 6$ мм, либо для черновых фрез модуля $m < 3$ мм, схема на рис.5. (точечного профилирования) предпочтительна для точных фрез любого модуля. Кроме пластин, приведенных на рис.1...5, могут применяться 3, 5, 8-гранные и др. Учитывая, что износ зубьев черновых фрез на вершине составляет около 80%, в средней части 15% и на ножке 5% от общего объема износа, разделение пластин на 3 (рис.2) распределяет их замену в соотношении 16:3:1, что адекватно сокращает их расход. Отказ от 3-х пластинчатой схемы у черновых фрез меньших модулей обусловлен сложностью их исполнения. Для чистовых фрез, обрабатывающих зубья с заранее сформированным равномерным припуском, разделение пластин нецелесообразно, однако при $m > 6$ мм значительно вырастают размеры пластин, поэтому для них предпочтительна схема рис.5. Следует учесть, что точечная схема профилирования исключает погрешности направления и формы, возникающие у линейного профиля зуба (конечная точность определяется лишь точностью направления витков, базовых поверхностей, а также точностью пластин и точностью их установки на зубе, что, при селективной сборке, делает ее наиболее перспективной для разработки инструментов, обрабатывающих зубчатые колеса 3-й и более высокой степени

точности). Учитывая, что точечное профилирование обеспечивает наименьший расход инструментальных материалов, поэтому наиболее предпочтительно для червячных инструментов, оснащаемых дорогими сверхтвердыми материалами (в т.ч. материалами из сверхчистых нитевидных кристаллов, размеры которых невелики).

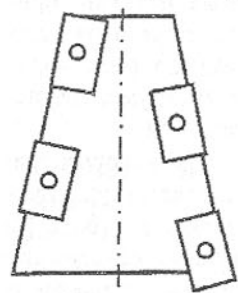


Рис.1.

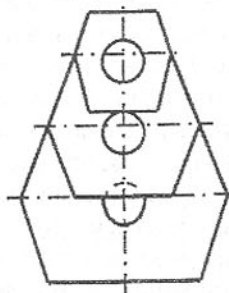


Рис.2.

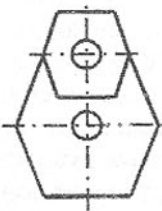


Рис.3.



Рис.4.



Рис.5.

Кроме многоразового использования корпуса и сокращения расхода инструментальных материалов (общих преимуществ для всех сборных конструкций червячных инструментов), основными преимуществами предлагаемых инструментов со сменными многогранными поворотными неперетачиваемыми пластинами являются:

1. Отсутствие затылования и заточки при изготовлении, и переточек при эксплуатации, что исключает затраты на выполнение этих операций, необходимые для них рабочие площади, оборудование, инструменты 2-го порядка и др.

2. Исключение погрешностей, связанных с данными процессами, с проектированием и изготовлением инструментов 1-го и 2-го порядков, с изменением их размеров и условий огибания при переточках и правках в процессе эксплуатации.

3. Возможность использовать не одной пары (как у базовых), а 4-8 пар режущих кромок, что адекватно повышает стойкость инструмента и сокращает расход пластин.

4. Возможность выполнения оптимальных передних и задних углов, в т.ч. на боковых режущих кромках, что повышает технологичность, экономичность и эргономичность их изготовления и эксплуатации.

5. Наличие покрытия на всех режущих кромках (снимаемого при переточках у базовых фрез), что в 1,5...1,6 раза увеличивает стойкость.

6. Возможность увеличения в 5...10 раз количества режущих лезвий, что одновременно на 1...2 класса повышает качество формирования зубьев изделий (особенно при многозаходной обработке) и в 2...5 раз повышает

стойкость, (что служит резервом для повышения производительности и резко повышает экономические показатели зубообработки).

Совокупность приведенных факторов позволяет определить перспективность данных инструментов и выделить их исполнения как новое направление для последующей разработки и исследований.

Для практической реализации нового типа червячных инструментов разработана САПР, создана база по их производству на ОАО "МИКОН" (г. Херсон), со специальной оснасткой для массового изготовления.

Список литературы: 1. Справочник инструментальщика /И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. — Л.: Машиностроение, 1987. — 846 с. 2. Настасенко В.А. Новый вид червячных зуборезных инструментов и их САПР //Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Материалы V междунар. науч.-техн. конф. — Донецк: ДонГТУ, 1998. Т2. с.248-251.

СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ КОНТУРНОГО ШЛИФОВАНИЯ

Петраков Ю.В., Халид Абу Эль Хусейн
(НТУУ «КПИ», г. Киев, Украина)

Automatic Programming System for control of grinding of contours on machine-tools with CNC is developed.

Разработана система автоматизированного программирования (САП) для шлифования замкнутых наружных и внутренних контуров на станке с ЧПУ. САП автоматически решает следующие задачи:

1. Расчет траекторий движения центра инструмента на каждом проходе, которые обеспечивают снятие припуска в соответствии с выбранным граничным алгоритмом многопроходного шлифования. В ходе решения этой задачи рассчитывается фактическая глубина резания на каждом проходе так, чтобы ни на одном участке контура не нарушались требования ограничений, причем приближение снизу к ограничениям является максимально возможным, что автоматически обеспечивает заданное качество и максимальную производительность обработки.
2. Учет и компенсация изменения диаметра шлифовального круга вследствие его текущего размерного износа. Компенсация выполняется за счет коррекции фактической траектории движения центра

инструмента на каждом проходе. Этот фактор учитывается также и при решении первой задачи.

3. Расчет закона управления подачей центра круга по траекториям формообразующего движения на каждом проходе в функции текущей координаты обрабатываемого контура. Здесь обеспечивается возможность сравнения альтернативных вариантов законов управления из предлагаемого списка и их графическая иллюстрация.
4. Проектирование программы обработки заданного контура на соответствующем станке с ЧПУ.

Разработано программно-математическое обеспечение модулей САП, в соответствии со структурой, представленной на рис. 1.

Граничный алгоритм управления [1] по каналу поперечной подачи определяется тремя параметрами: допустимой скоростью съема припуска в конце цикла шлифования, минимально допустимой глубиной оставшегося припуска в критической точке переключения и максимально допустимой упругой деформацией ТОО в начале обработки. Эти данные вводятся в интерактивном режиме в модуль расчета потребного количества проходов и заданной глубины резания на каждом проходе.



Рис. 1. Структура САП контурного шлифования

Модуль расчета закона управления подачей центра круга по траекториям формообразующего движения на каждом проходе обеспечивает возможность выбора из трех вариантов: постоянная скорость движения,

постоянная контурная подача и постоянная скорость съема припуска в направлении задающей координаты. Здесь следует отметить, что предложенный закон управления обеспечивает не только выравнивание условий резания на различных участках контура, но и обладает наилучшими динамическими свойствами, позволяющими устранить такой дефект обработки как волнистость.

Одной из важнейших задач, решаемых на этапе подготовки операции контурного шлифования является компенсация износа круга. Коррекция выполняется по нормали к контуру в точке обработки и является непрерывной. Последнее условие не позволяет использовать стандартные корректоры станков с ЧПУ.

Модуль решения силовой задачи определяет не только модуль и направление вектора силы резания, но и оценивает устойчивость процесса и в случае необходимости дает рекомендации по увеличению жесткости ТОО в направлении координатных осей.

Проектирование программы обработки заданного контура базируется на использовании алгоритмов, соответствующих применяемому постпроцессору. Модуль обрабатывает результаты моделирования процесса контурного шлифования и составляет программу по проходам, в которой указываются стандартные команды, координаты по осям X и Y, а также значение подачи центра круга по формообразующей траектории.

Разработанная САП позволяет наблюдать процесс съема припуска на экране монитора, а также текущее (мгновенное) значение глубины резания и текущее время шлифования. Распечатка экрана монитора при моделировании шлифования внутреннего контура, симметричного относительно осей X и Y, показана на рис. 2, где: 1 – деталь; 2 – припуск; 3 – начальное положение шлифовального круга; 4 – траектория центра инструмента на первом проходе; 5 – мгновенное положение режущей кромки круга.

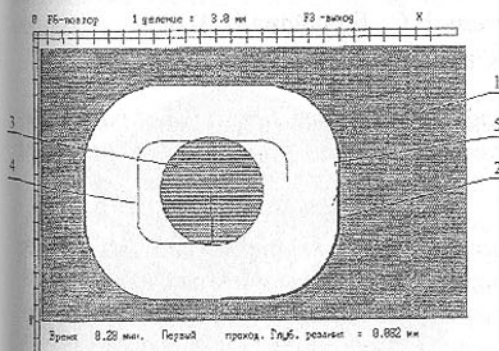


Рис. 2. Моделирование шлифования

Это позволяет проводить имитационный эксперимент с целью выбора наилучших технологических параметров ТОО, исследования влияния размерного износа шлифовального круга и различных законов управления на процесс контурного шлифования. Значительно расширить

возможности таких исследования позволяет специальная функция САП, позволяющая визуально, в увеличенном масштабе оценить точность обработанного контура, а также расположение и форму траекторий центра круга на любом проходе и в любом месте контура.

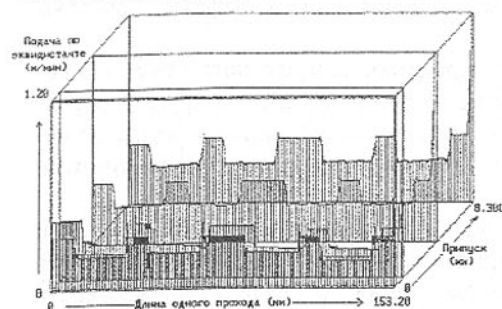


Рис.3. Закон управления задающей подачей

Разработанный метод управления (рис.3) позволяет получить наивысшую по сравнению с другими методами производительность и полное отсутствие колебаний ТОО, а следовательно, огранки и волнистости на обработанном контуре. При шлифовании внутренних контуров зафиксировано повышение производительности в 1.4 раза, при шлифова-

нии наружных – в 1.1 раза.

Список литературы: 1. Михалькевич В.Н. Автоматическое управление шлифованием. М.: Машиностроение, 1975. - 304 с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НОВЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ СОЗДАНИИ ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

Петров А.С., Воронцов Б.С., Бочарова И.А.
(ВУГУ, г. Луганск, Украина)

The analysis of computer systems usage for solid-state simulation of parts having the complex form is given. The results of a tractive gear drive simulation are shown.

В технике широко используются детали, форма которых имеет сложную геометрию. Так, например, форма зубьев зубчатых колес представляет собой одно-, или двухпараметрическую огибающую инструментальной поверхности, которая, в свою очередь, имеет сложную геометрическую форму.

Для создания сложных деталей применяются CAD/CAM/CAE – системы различного уровня. На крупных предприятиях, имеющих хорошую материальную базу, применяются большие комплексные системы, такие, как Pro/ENGINEER(PTC), CATIA (Dassault), UNIGRAPHICS(EDS),

EUCLID (Matra Datavision). На более мелких предприятиях применяются системы среднего уровня - Mechanical Desktop (Autodesk), Solid Edge (Universal Graphics Solution), Solid Works (Solid Works) и другие, которые выполняют более ограниченный круг задач, но гораздо дешевле и не требуют сложной компьютерной техники.

Процесс создания деталей сложной формы включает несколько этапов. На первом этапе разрабатывается твердотельная модель детали, которая служит основой для всех последующих этапов. На втором этапе твердотельная модель подвергается всестороннему анализу и выбирается оптимальный вариант. Моделирование поведения элементов сложного профиля и различных пространственных конструкций выполняется уравнениями математической физики в смешанных краевых задачах. Методика решения моделей основана на использовании конечно-разностных и конечно-элементных методов и представлена в виде компьютерных программных комплексов[1]. В последующем по полученной модели генерируются программы и осуществляется многокоординатная обработка на станках с ЧПУ.

В работе [2] рассматривается использование системы Pro/ENGINEER, разработанной компанией Parametric Technology Corporation для проектирования и изготовления зубчатых колес со сложной V-образной продольной формой (Flowdata Corporation).

Анализ целесообразности применения больших CAD/CAM/CAE – систем, таких, как Pro/ENGINEER, приведен в источнике [3]. Пат О'Доннелл(Pat O'Donnell), президент Performance Gear System, работающий с системой Pro/ENGINEER, отмечает, что эта система создавалась не для разработки зубчатых колес и, поэтому, возникают сложности в точном отображении поверхностей зубьев.

Однако, параметризация моделей позволяет использовать мощный

аналитический аппарат для создания сложной геометрии деталей. Для повышения точности и производительности получения твердотельных моделей объединяют системы математического и твердотельного моделирования. В вышеприведенном источнике рассмотрен пример такого объединения "Design Link" компаний PTC, разработчика Pro/ENGINEER и Universal Technical Systems, занимающейся разработкой TK Solver –

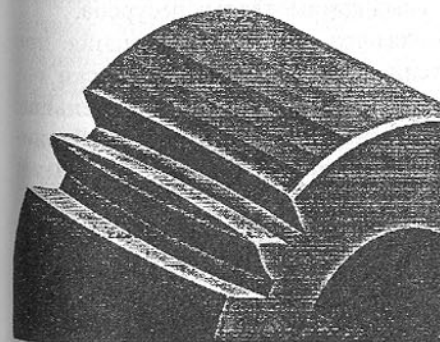


Рис.1. Модель бочкообразной зубчатой шестерни

системы математического моделирования и анализа технических объектов и, в частности, зубчатых передач.

Геометрия зубчатых колес рассчитывается и моделируется с помощью TK Solver. Здесь же осуществляется оптимизация параметров по сроку службы, нагрузочной способности и уровню шума. "Design Link" передает численную информацию из TK Solver в Pro/ENGINEER, который считывает её, как параметры твердотельной модели. В результате получается точная модель сложной детали.

Для повышения нагрузочной способности, долговечности и улучшения кинематических свойств тяговой передачи тепловоза 2ТЭ10Л, работающей в условиях нестабильного положения осей, была предложена передача [4], имеющая продольную модификацию зубьев колес. Для анализа геометрии и кинематики этой передачи с помощью системы среднего уровня были разработаны твердотельные модели зубчатых колес. На рис.1 приведена твердотельная модель бочкообразного зуба тяговой шестерни.

Были проанализированы различные способы получения сложных поверхностей зубьев: аналитический, графо-аналитический (метод копирования) и графический (метод обката).

При использовании аналитического метода была получена система уравнений, решение которой позволило определить координаты точек поверхности зуба. Полученные численные значения координат использовались как параметры твердотельной модели. Метод отличается высокой точностью, но является достаточно трудоемким.

Сущность графического метода заключается в том, что строится режущий профиль инструмента, в частности стандартный прямолинейный, и, с его помощью, осуществляется пошаговое удаление материала. Метод имитирует обкат инструмента вокруг колеса, может служить для технологического анализа, но требует значительных компьютерных ресурсов.

Графоаналитический метод аналогичен методу копирования при нарезании зубьев колес в производственных условиях. Аналитически определяется огибающая режущей кромки инструмента в относительном движении вокруг колеса, которая служит основой для удаления необходимого объема модели. По трудоемкости и затратам ресурсов метод занимает промежуточное место.

Алгоритм создания твердотельной модели заключается в том, что сначала создается базовая модель заготовки, для чего выбирается координатная плоскость, в которой строится требуемый контур колеса. Далее, с помощью операций перемещения контура, получается объемная твердотельная модель заготовки. Следующий этап заключается в том, что одним из вышеперечисленных методов осуществляется удаление лишнего объема. Сначала осуществляется формообразование одной поверхности зуба, а

потом эта поверхность копируется необходимое количество раз в зависимости от числа зубьев.

В результате проведенной работы были получены твердотельные модели колеса и шестерни тяговой передачи, имеющие различную геометрию поверхностей зубьев. Результаты работы можно использовать для дальнейшего инженерного анализа и технологической подготовки производства.

Список литературы: 1. Петров А.С. Об устойчивости решения некоторых дифференциальных уравнений в частных производных методом конечных разностей / Сб. научн. трудов ВУГУ.-Луганск: ВУГУ, 1996.- С.143-149. 2.Vector Gears / The Journal of Gear Manufacturing. - Ill.:Gear Technology, 1999.-С.9. 3. Charles Cooper. Issues of Gear Design Using 3D Solid Modeling Systems.- <http://www.geartechnology.com/mag/gt-solid.htm> 4. Пат.25543А Украина, МКИ F 16 Н 1/08. Зубчатая передача / Воронцов Б.С.; Восточноукраинский государственный университет. - № 97041926; Заявл.22.04.97; Опубл. 30.10.98.-5с.

ПРОБЛЕМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ КОМПЛЕКСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Проволоцкий А.Е., Паршина Е.А.

(НИИСТ ГМетАУ, г. Днепрпетровск, ДГМА, г. Краматорск, Украина)

The article deals with the problem of taking decisions while application of the complex manufacturing technology of some special machine parts. The task of forming physical and mechanical characteristics and qualitative indices of manufacturing is given a careful consideration and special attention is paid to the phenomenon of technological heredity.

К изделиям машиностроительного производства предъявляются высокие требования по обеспечению заданного уровня прочности, физико-механических свойств, химическому составу и качественным показателям обработанных поверхностей. Формирование комплекса эксплуатационных свойств осуществляется на множестве технологических решений производственного процесса.

В процессе выплавки стали определяется первоначальная структура металла и геометрические параметры заготовки, которые в дальнейшем преобразуются на этапе пластического формообразования - в процессе

ковки. Условия выплавки стали и температурный интервалковки закладывают определенные эксплуатационные показатели готовой детали. В частности, существует минимальная критическая температура окончания деформации, при понижении которой создается неблагоприятная структура поверхностного слоя, возникают поверхностные трещины.

Дальнейшее преобразование геометрических параметров изделия происходит при механообработке на черновых и чистовых операциях. А преобразование физико-механических свойств - в результате воздействия различных видов термических обработок, при этом степень их влияния взаимосвязана с методом получения исходного металла заготовки.

Эксплуатационные параметры изделий формируются на каждом технологическом этапе производственного процесса. Поэтому, разработку комплексной технологии для изготовления ответственных изделий машиностроительного комплекса необходимо выполнять на основе обоснованного выбора ее рационального варианта. Проблема решается в результате использования системного подхода с учетом действия технологической наследственности [1] на основе вероятностной оценке множеств возможных решений.

Рассмотрим область формирования заданных физико-механических свойств изделия S , границы которой зависят от требований к эксплуатационным свойствам машины.

Следует различать действительную S , которая формируется при выполнении производственного процесса и расчетную S^* , которая диктуется требованиями чертежа и условиями поставки к изделию. Между этими областями всегда существует различие, т.к. процесс формирования заданных показателей качества и эксплуатационных свойств является случайным $X(t)$ и зависит от множества факторов, действующих на каждом этапе реализации комплексной технологии [2]. Предельные отклонения области S от S^* определяются исходными данными, и таким образом определяется предельное состояние изделия, в частности по прочности, ударной вязкости, относительному удлинению, твердости, шероховатости и точности обработанных поверхностей.

Области формирования заданных свойств с определенной вероятностью реализации производственного процесса $X(t)$ с использованием комплексной технологии назовем областью состояний изделия. Она определяет возможные состояния изделия, которые оцениваются значениями физико-механических свойств и качественных показателей, т.е. в общем виде можно рассматривать вектор-функцию $\bar{X}(t)$. Для оценки возможного протекания случайного процесса в целом применимы соответствующие характеристики случайных функций, в частности математическое ожидание $M[X(t)]$, которое дает оценку того, как в среднем будет протекать процесс

формирования физико-механических свойств и качественных показателей изделия в результате реализации комплексной технологии.

Совокупность реализаций случайного процесса $X(t)$ и анализ возможного протекания процесса во времени определит область состояний S_t , т.е. такую область, в которую попадают все значения физико-механических свойств и качественных показателей обработки за данный промежуток времени $t = T$. Если эта область является частью области заданных параметров S , т.е. ее подмножеством $S_t \subset S$, то изделие будет принятым по качественным характеристикам, т.к. вероятность возникновения выходов по физико-механическим свойствам и качественным показателям $F(t) = 0$. Запишем условие:

$$X(t = T) \subset S_t, \quad (1)$$

т.е. значения параметров $X_1, X_2, \dots, X_n$ - ударной вязкости, относительного сужения и прочностные характеристики, определяющие случайный вектор $\bar{X}$ в пределах периода времени $t = T$ будут принадлежать множеству, которое является подмножеством области заданных физико-механических свойств S . Вероятность возникновения выпада какого-либо из заданных свойств наступит лишь после того момента времени, когда условие (1) нарушится и будет возможно пересечение множеств S_t и S . До этого периода времени процесс формирования заданных свойств изделия будет протекать в области технологической надежности по отношению к выпадом свойств.

Для реализации поставленных задач исследования, в частности определения оптимальных сочетаний различных технологических операций, методов пластического формообразования, термической и механической обработки необходимо использование методов моделирования технологических процессов с использованием коэффициентов технологической наследственности.

На основе анализа данных вектора состояния на каждой стадии производственного процесса принимается решение о дальнейшем ходе производственного процесса. Т.е., если вектор состояния будет соответствовать предельному состоянию $X(t = T) \subset S_t$, тогда принимается решение о выполнении следующей технологической операции. Если же не достигнуты физико-механические свойства, в частности на этапе термической обработки, тогда принимается решение о включении дополнительных термических операций. На основе анализа вектора состояния отдельных технологических операций принимаются решения, направленные на совершенствование комплексной технологии изготовления ответственных изделий машиностроительного комплекса.

Принятие решений при проектировании комплексной технологии основывается на анализе вектора состояния изделия на каждом этапе производственного процесса, т.е. путем разделения сложной задачи обеспече-

ния заданных физико-механических свойств изделия на более простые задачи обеспечения свойств на отдельных этапах производственного процесса с целью достижения итогового результата. Таким образом, принятие решения на отдельном этапе производственного процесса осуществляется как на основе локальных знаний о проблеме частной задачи, так и с учетом их системного обобщения. Решения об изменении технологического маршрута выполняется с учетом производственной ситуации и прогнозирования последствий тех или иных решений, в частности при определении режимов термических операций.

Список литературы: 1. Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченков В.И. Технологическая наследственность в машиностроении. - Мн.: Наука и техника, 1977. - 256 с. 2. Проволоцкий А.Е., Паршина Е.А., Паршин Ю.И. Оптимизация технологических процессов резания труднообрабатываемых материалов. /Вісті академії інженерних наук України. - Днепропетровск. 1998. - с.11-28.

ФОРМИРОВАНИЕ АНТИЗАДИРНЫХ СЛОЕВ В СПЕЧЕННЫХ ПОДШИПНИКОВЫХ МАТЕРИАЛАХ СО ФТОРИДОМ КАЛЬЦИЯ

Ронк Т.А. (ГНТЦ АСВ, г. Киев, Украина)

SEM was used in studying of the friction behaviour of the Fe-CaF₂ composite. The mechanism of the film formation of layers of the powder compositional materials has been investigated. This mechanism was represented as a process of fluorite dispersion (~1 micron). An increase of dispersive degree in a friction at high temperatures and loads causes the effect of a smoothed over the surface microgeometry. This phenomenon stabilizes a work of frictional pair and supplies the decrease of friction coefficient.

Техническое переоснащение отраслей промышленности и научно-технический прогресс в современном машиностроении ставят задачу совершенствования существующего и создания нового оборудования, машин, механизмов и материалов, способных повысить работоспособность объектов новой техники.

Обеспечение работоспособности новых машин, повышение надежности и долговечности ранее созданных выдвигают первоочередную задачу изыскания новых материалов, среди которых одно из наиболее важных мест занимают антифрикционные материалы, способные работать при повышенных режимах нагружения и температурах.

В технической литературе описано много примеров создания и использования литых высокотемпературных подшипниковых сплавов [1-5], в том числе и для узлов трения металлургического оборудования.

Однако, получение подшипниковых материалов методами "большой металлургии" (литейный способ производства) ограничивает возможности сочетания в сплавах различных по природе и назначению компонентов, формирующих несущий каркас металлических сплавов и антизадирных добавок в виде солей, оксидов, эвтектик и т.д.

Поэтому в отличие от традиционных для создания новых композиционных подшипниковых материалов применялись методы порошковой металлургии, позволяющие вести синтез материалов с наперед заданными свойствами, благодаря сочетанию самых различных порошковых компонентов.

Порошковые антифрикционные самосмазывающиеся материалы широко используются в металлургическом, энергетическом машиностроении и других отраслях техники для оснащения узлов трения, работающих при сухом трении в условиях высоких и низких температур, в вакууме и на воздухе. Такие материалы представляют собой сочетание металлической матрицы и вещества твердой смазки. Из большого количества известных твердых смазок одним из перспективных является фторид кальция. Имеющиеся в литературе сведения о нем, как о твердой смазке ограничены в основном значениями зависимости коэффициента трения от нагрузки, скорости скольжения и температуры.

В настоящей работе с использованием комплекса методов структурного анализа получены данные о поведении CaF₂ в процессе формирования пленки трения. Впервые ее структурный и фазовый состав изучен прямым наблюдением в трансмиссионном электронном микроскопе.

Объектами исследования служили антифрикционный материал "Fe-CaF₂", содержащий в своем составе 91 мас.% порошка железного марки ПЖ1М2 по ГОСТ 9849-74 и 9 мас.% фторида кальция, а также антифрикционный материал "ШХ15-CaF₂", содержащий 95 мас.% очищенных от абразива порошков стали ШХ15 и 5 мас.% CaF₂ марки 4 по ГОСТ 7167-77.

В качестве материала контртела использовали сталь марки Х17, Р18 и техническое железо.

Исследуемая поверхность трения получена в условиях работы сопряженных пар при сухом трении на воздухе при нагрузке 5 МПа и скорости скольжения 1 м/с и температуре внешнего нагрева до 300 °С. Препарирование смазочного слоя толщиной до 1000 Å проведено методом изоляции поверхности трения химически стойким лаком с последующим растворением основы образца в кислоте.

На рис. 1 показана поверхность трения стального контртела из стали Р18, истиравшегося в паре со спеченным материалом "95 мас.% ШХ15 + 5 мас.% CaF_2 ". Слева - шлифованная поверхность, не покрытая антизадирной пленкой, справа - дорожка трения со сформировавшейся антизадирной пленкой.

На совмещенном ниже рис. 2 показана профилограмма шлифованной поверхности и поверхности антизадирной пленки, а также величина возвышающейся пленки (место перехода от исходной поверхности к поверхности дорожки трения). Из приведенного масштаба записи можно определить, что толщина антизадирной пленки составляет 5-7 мкм. Формирование такой поверхности обусловлено образованием в процессе трения большого количества широких и далеко отстоящих друг от друга разветвленных гребней. Волнистость субмикрорельефа свидетельствует о высокой сегментальной подвижности микрообъемов поверхностного слоя трения. Отсутствие трещин на гребнях и фрикционных следах также указывает на достаточно высокую подвижность и пластичность образовавшейся поверхностной пленки. Выявляемые во фрикционной полосе "трековые следы" - результат многократного перемещения сопряженных поверхностей в процессе трения.



Рис. 1. Поверхность трения контртела из стали Р18 после работы на трение и износ с материалом "95 мас.% ШХ15 + 5 мас.% CaF_2 ": слева - шлифованная поверхность; справа - дорожка трения.

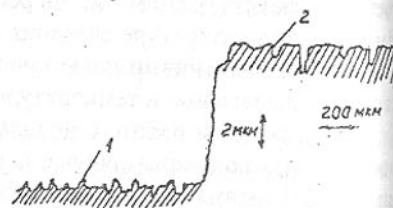


Рис. 2. Профилограмма шлифованной поверхности (1) и дорожки трения (2).

Изучая морфологические особенности антизадирной пленки (рис. 1), можно заметить, что ее поверхность является волнистой и представляет собой чередующиеся участки белого и серого оттенков. Судя по профилограмме белые (верхние) участки имеют достаточно высокую чистоту поверхности (класс шероховатости $R_a = 0,20 \div 0,16$ мкм), с углублениями - шероховатостями в местах перехода от участка к участку.

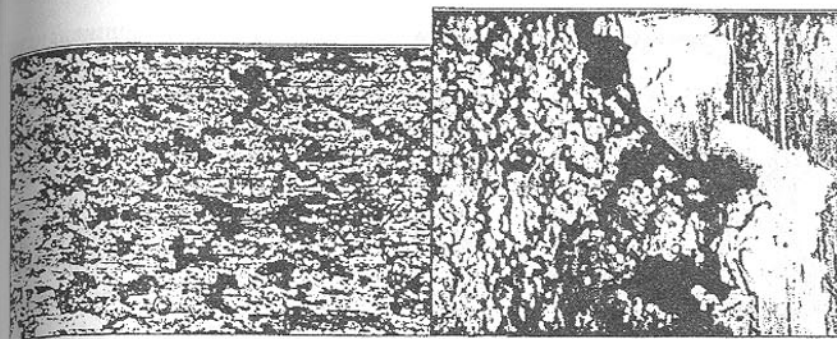


Рис. 3. Поверхность антизадирной пленки, $\times 300$.

Рис. 4. Поверхность антизадирной пленки, $\times 20000$.

Анализируя изображение поверхности антизадирной пленки при увеличении $\times 300$ (рис. 3) и $\times 20000$ (рис. 4), можно видеть, что характерное чередование бело-серых участков сохраняется и на субмикронном уровне.

Образование подобных пленок возможно только в случае, когда смазка обладает повышенной адгезионной способностью по отношению к металлической поверхности. Это свойство, по мнению некоторых исследователей [1], является главным для твердых смазок, что хорошо подтверждается на нашем примере: не обладая слоистой структурой (CaF_2 имеет кубическую решетку), фторид кальция имеет повышенную адгезионную способность, благодаря чему образуются надежные разделительные пленки, предотвращающие схватывание металлических поверхностей.

Проявление повышенной адгезионной способности фторида кальция возможно благодаря его физическому и химическому взаимодействию с металлической поверхностью. Последнее менее вероятно из-за высокой химической и термической стабильности фторида кальция [2].

Более вероятной причиной повышенной адгезионной и когезионной способности фторида кальция являются межмолекулярные кулоновские электрические составляющие силы адгезии, для проявления которых при трении возникают особенно благоприятные условия.

При зацеплении отдельных микрошероховатостей контртела и обрзаца (вала и подшипника) возникают высокие давления, благодаря чему фторид кальция диспергирует на очень мелкие частицы. Так, из рис. 4 видно, что на поверхности белого участка CaF_2 заметны борозды пропахивания субмикроинденторами контртела, ширина которых, исходя из вычислений, равна 1 мкм и менее.

При электронномикроскопическом исследовании на просвет в структуре пленки трения (рис. 5) обнаружены светлые, округлые включения

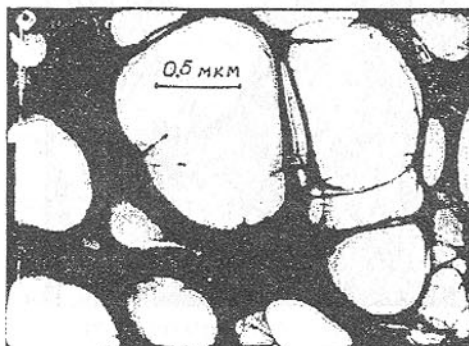


Рис. 5. Электронномикроскопическое изображение пленки трения, $\times 20000$

новлено, что начиная с размера зерна < 100 мкм дальнейшее его уменьшение ведет к увеличению прочности при сохранении пластичности. Предельно малые размеры сферических частиц (0,01 - 0,04 мкм) определяют их бездефектность и способствуют увеличению силы адгезии и когезии как в слое, так и между слоями пленки трения только за счет физических сил взаимодействия, достигающих больших значений.

Таким образом, экспериментально показано:

1. Явление значительной диспергируемости фторида кальция (~ 1 мкм) в процессе трения.
2. Внутренняя морфология антизадирного слоя характеризуется образованием зон с повышенным содержанием соединений кальция шарообразной формы.
3. Измельчение структуры антизадирного слоя с увеличением степени диспергируемости с ростом температурных силовых нагрузок при трении обуславливает эффект сглаживания микрогеометрии рельефа пленки и снижает ее истирающую способность.
4. Формирование сглаженной микрогеометрии рельефа пленки стабилизирует работу пары трения, обеспечивает отсутствие схватывания трущихся поверхностей и снижает коэффициент трения.

Список литературы: 1. Зозуля В.Д. Смазки для спеченных самосмазывающихся подшипников. Киев, Наукова думка, 1976, 192 с. 2. Морохов И.О., Трусов Л.И., Чижик С.П. Ультрадисперсные металлические среды. М., Атомиздат, 1977, 263 с. 3. Рысс И.Г. Химия фтора и его неорганических соединений. М., Госхимиздат, 1956, С. 91-94. 4. Федорченко И.М., Пугина Л.И. Композиционные спеченные антифрикционные материалы. Киев, Наукова думка, 1980, 403 с. 5. Ройк Т.А. Исследование морфологии

дисперсностью от десятых до сотых долей мкм с четко очерченными контурами границ.

Судя по форме частиц, под действием сдвиговых напряжений при трении они легко деформируются, сплюсываясь до овальной формы без разрушения. Это свидетельствует о сверхпластичности данного слоя.

Их высокая прочность при достаточном запасе пластичности обусловлена ультрадисперсностью [3, 5]. В работе [3] уста-

антизадирных пленок в подшипниковых материалах со фторидом кальция. Современные технологии, экономика и экология в промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве: Сб. научн. статей по материалам 5^й международной научно-методической конф. - Киев.: ИСМО, Алушта, 1998, С. 27-33.

ФОРМУВАННЯ МІКРОРЕЛЬЄФУ БОКОВИХ ПОВЕРХОНЬ КОНТУРУ РІЗИ ПРИ ГІДРОСТРУМЕНЕВІЙ ОБРОБЦІ

Саленко О.Ф.

(Інститут економіки та нових технологій, м. Кременчук, Україна)

In tesis looking some questions that touch hidrojet penetrations different materials – metalls, polymer ets.

Оцінку залишкових мікронерівностей на бічних поверхнях контуру різі можна виконати з допомогою математичного моделювання процесу дотичної течії рідинного або абразивно-рідинного потоку, утвореного після руйнування елементарного обсягу оброблюваного матеріалу (рис.1,а). Формування мікронерівностей на бічних поверхнях лінії різі відбувається, більш за все, у два етапи. На першому етапі, одночасно з руйнуванням основної маси матеріалу, що знаходиться під площинкою впливу струменя та у безпосередній близькості до цієї площинки, утворюються початкові мікровиступи, насичені сіткою приповерхневих мікротріщин, обумовлені режимами течії оброблюючого струменя, абразивними частками тощо. На другому етапі струмінь периферійно впливає на бічні поверхні, внаслідок чого протікають процеси "вигладжування" мікровиступів та їх остаточного формування.

Для неметалевих матеріалів, що не мають кристалічної структури, початкові мікронерівності на бічних поверхнях лінії різі можна вважати дорівнюючими половині максимального заглиблення струменя у пружно-пластичний напівпростір на першому етапі взаємодії, обчисленому за формулою:

$$R_a = \frac{1}{2} \ddot{H}_n.$$

Такий висновок можна зробити на підставі досліджень, виконаних проф. І.В. Петко. Він встановив, що глибина залягання мікротріщин буде визначатися саме цією величиною. Отже, за умови недостатнього розвитку мікротріщин на бічних поверхнях, а також на підставі [1], вважаємо саме таку висоту мікронерівностей на початковому етапі як найбільш ймовірну.

Для матеріалів з кристалевою структурою, у тому числі, металів, утворення початкових мікронерівностей бічних поверхонь буде обумовлюватися ударним впливом окремих абразивних часток, що можуть заглиблюватися у поверхневий шар та виконувати руйнівну роботу. Дослідження, проведені проф. В.Б.Струтинським, Е.Ф.Мануелом дозволили отримати емпіричні залежності, що визначають глибину лунки δ_n від взаємодії рухомої у довільному напрямі абразивної частки з поверхнею та її довжину δ_0 від параметрів процесу обробки [2]:

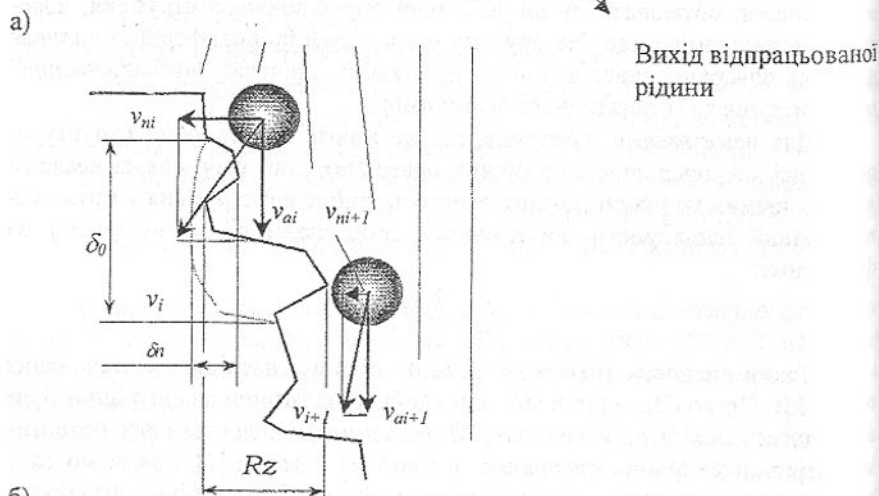
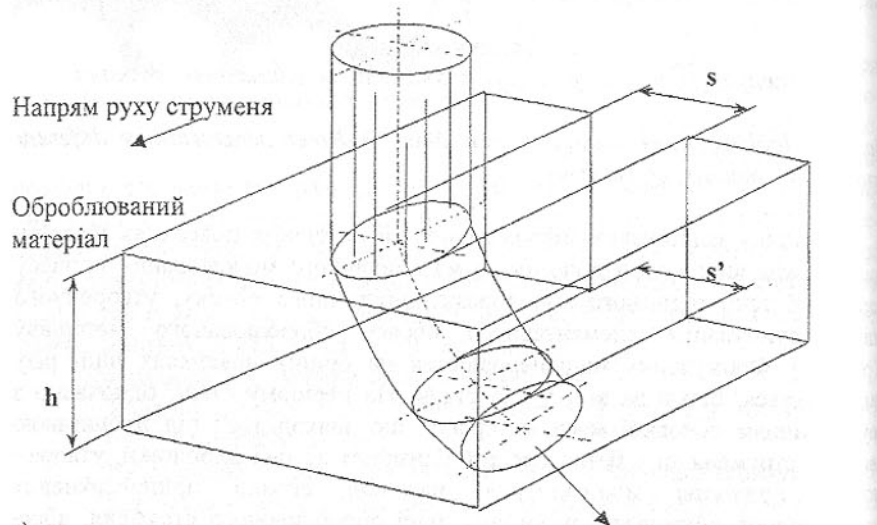


Рис. 1. Утворення мікронерівностей при гідроструменевій обробці

$$\delta_n = \frac{mv_n^2}{2} \frac{Ra}{k_n z_n HB};$$

$$\delta_a = \frac{mv_a^2}{2} \frac{z_n}{k_a \sigma_b Ra} - \frac{k_a T_p^2 \sigma_b Ra}{2mz_n}$$

У цих формулах: m - маса абразивних часток; v_n , v_a - нормальна та тангенціальна складова швидкості удару частки з оброблюваною поверхнею (рис. 1,б); Ra , HB , σ_b - параметри шорсткості, твердості та міцності поверхні; z_n - зернистість абразивних часток; T_p - постійна, що враховує інерційність процесу мікрорізання; k_n , k_a - постійні коефіцієнти.

Розглядаючи наступний етап взаємодії струменя з бічними поверхнями, можна припустити, що найбільш активно впливатимуть на ці поверхні лише частки, розташовані на периферії струменя (таке припущення справедливе за умов високої швидкості руху окремих часток та малої відносної товщини оброблювальної заготовки). Рухаючись у потоці, переважна більшість часток буде падати на поверхню під деяким кутом атаки α , що визначається для прямокутної системи координат таким чином:

$$\alpha = \arcsin \frac{\cos \alpha_z}{\sqrt{\cos^2 \alpha_x + \cos^2 \alpha_y + \cos^2 \alpha_z}},$$

де α_x , α_y , α_z - кути траєкторії частки з осями x , y та z відповідно.

Частота одиничних актів контакту з можливим руйнуванням мікровиступів та вилученням приповерхневого шару матеріалу буде залежати від ступеня насиченості абразивними частками струменя та умов його витікання з струменеформуючого пристрою. Тож оцінку зміни шорсткості поверхні на другому етапі можна виконати, проаналізувавши одиничні акти контакту.

Активну роль у процесі руйнування та формування показників якості оброблюваної поверхні відіграє втомлене тріщиноутворення, що відбувається під впливом височастотного ударного навантаження окремими частками рідини та абразиву мікрообсягів поверхні, розташованими у прилеглої до поверхні ділянці. На таку схему руйнування звертав увагу також і проф. Тихоміров.

Вважається, що спрощена схема виникнення та розвитку мікротріщин з подальшим їх злиттям та переходом у критичний стан може бути представлена у наступному вигляді [3]. З лінійної механіки пружного руйнування відомо, що інтенсивність напруг пов'язана з довжиною тріщини наступної залежністю:

$$k = \sigma \sqrt{\pi a},$$

де k - інтенсивність напруг; σ - діючі напруги; a - половина довжини утвореної тріщини. Диференціюючи це рівняння, отримуємо спрощене рівняння розвитку тріщини:

$$\frac{da}{dN} = \left(\frac{\Delta k}{c} \right)^n,$$

N - кількість циклів навантаження; c, n - константи матеріалу.

Якщо навантаження циклічно змінюється від нуля до деякої величини σ , то зробивши деякі перетворення, матимемо:

$$a_0^{n/2-1} \left(\frac{\sigma}{\rho} \right)^n \left(\frac{\rho}{c} \right)^n N = \frac{1}{\sqrt{\pi(n/2-1)}} \left[1 - \left(\frac{a_0}{a_c} \right)^{n/2-1} \right],$$

де a_0 - початкова довжина тріщини; a_c - критична довжина тріщини; ρ - густина матеріалу. Остання формула дає змогу віднайти N (кількість циклів навантаження до повного руйнування мікроступу по утвореній тріщині):

$$N = \frac{1}{\sqrt{\pi(n/2-1)} a_0^{n/2-1} \left(\frac{\sigma}{\rho} \right)^n \left(\frac{\rho}{c} \right)^n}.$$

Знаючи частоту надходження імпульсів по масовій витраті абразиву та утворені напруги σ , можна визначити час до руйнування мікрообсягу, а утворений мікроступ можна оцінити по критичній довжині тріщини:

$$a_c = \sqrt[n/2-1]{\frac{L a_0^{n/2-1}}{L - a_0^{n/2-1} \cdot K \cdot N}},$$

де коефіцієнти K та L визначаються таким чином:

$$K = \left(\frac{\sigma}{\rho} \right)^n \left(\frac{\rho}{c} \right)^n; \quad L = \frac{1}{\sqrt{\pi(n/2-1)}}$$

Напруги від дії окремих часток абразиву або краплин рідини визначаються з відомих співвідношень, однак слід враховувати також і розклинюючий ефект рідини, що знаходиться у втомленій тріщині.

Список літератури: 1. Петко И.В., Кедровский Б.Г. Моделирование процесса резания неметаллических материалов гидроструей высокого давления. // Изв. ВУЗов «Техн. легк. пром-ти» №4, 1987 г. - с. 127-131. 2. Мануэл Э. Исследование технологического процесса вибротермической обработки деталей из литейных сплавов алюминия. Автор. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. - Киев, 1994. - 24с. 3. Кубарев А.И. Надежность в машиностроении. - М.: Издательство стандартов. - 1977. - 262 с.

ТЕХНИЧЕСКИЕ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЩЕЙ И ИНТЕРВАЛЬНЫХ ВМЕСТИМОСТЕЙ РЕЗЕРВУАРОВ СТАЛЬНЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Самойленко А.Н., Заец В.В. (УкрЦСМ, г. Киев, Украина)

Introduce the new technical and computational devices for determination the total and integral capacity of steel horizontal tanks by geometrical method. These devices allow determining the total and integral tankages with high precision take into account the various deformations shape from cylinder.

В УкрЦСМ разработан усовершенствованный метод определения общей и интервальных вместимостей горизонтальных резервуаров, целью применения которого является возможно более полный учет отклонений их геометрической формы от цилиндрической. Описанные в [1,2] эллиптичность, бочкообразность, конусность, седлообразность, непрямолинейность образующей, а также уклон оси и их любые сочетания определяются и учитываются по единому измерительному и вычислительному алгоритму.

Средства определения общей и интервальных вместимостей включают:

- комплект СИТ, вспомогательное оборудование и методику выполнения ими измерений при определении параметров геометрической формы резервуаров;
- методику и алгоритмы вычисления параметров резервуара, интервальных и общей вместимостей;
- программное обеспечение, реализующее методики выполнения измерений и вычислений на компьютере.

Общим теоретическим принципом, заложенным в методе измерений, вычислений и в программы на компьютере, есть обеспечение, при отсутствии систематических ошибок измерений и увеличении числа измерений до бесконечности, сколь угодно близкого приближения к истинным значениям общей и интервальных вместимостей резервуара.

Методика измерений основана на применении теодолита с лазерной насадкой на окуляр (рис.1), устанавливаемого на штатив внутри резервуара, при помощи которого на внутренней поверхности резервуара размечается, как правило, 3 - 10 поперечных сечений (через 0,5 - 2 метра) и 8 или 16 продольных сечений (через 45° или 22,5°). Точность разметки - 20 мм. После разметки визирная ось теодолита, заданная лазерным лучом, выставляется в горизонт и ориентируется приблизительно параллельно оси резервуара.

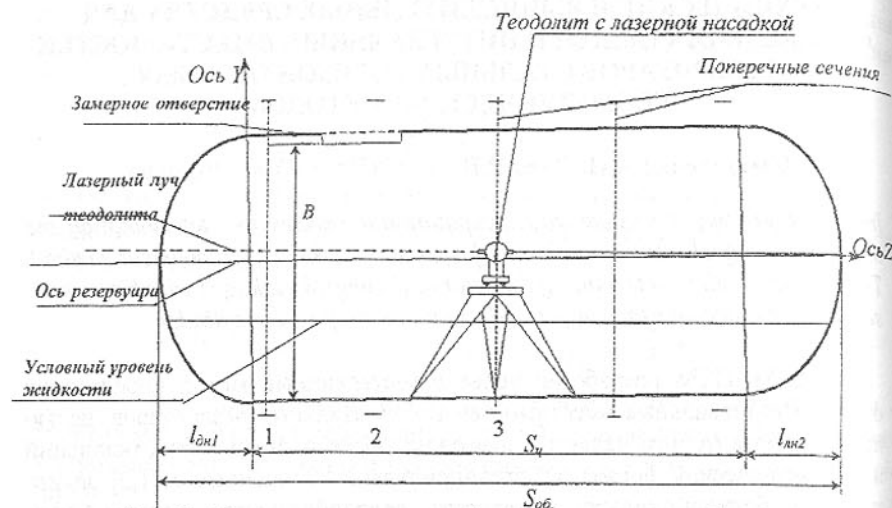


Рис. 1. Проведение измерений при определении общей и интервальных вместимостей резервуара геометрическим методом.

В точках пересечения поперечных и продольных сечений пяткой последовательно приставляется укороченный метрштук перпендикулярно к внутренней поверхности резервуара. Лазерный луч фокусируется на шкале (диаметр сфокусированного пятна для современного полупроводникового лазера на малых расстояниях до 0,5 мм) и берется отсчет с округлением до 1 мм. То есть, измеряются расстояния от внутренней поверхности резервуара до условной оси резервуара, заданной лазерным лучом (рис.2).

Обработка результатов измерений, выполненных по описанной методике, позволяет вычислить основные параметры цилиндрической части резервуара: средний радиус резервуара и отклонения реальной поверхности резервуара от воображаемого горизонтального цилиндра среднего радиуса.

При градуировке в вычисленные интервальные вместимости горизонтального цилиндра с радиусом, равным среднему радиусу цилиндрической части резервуара, вводятся поправки, обусловленные отклонениями цилиндрической части резервуара от горизонтального цилиндра. Такой алгоритм позволяет градуировать резервуары независимо от его формы и уклона. Точность градуировки зависит от точности измерений и количества поперечных и продольных сечений.

$O_T - 1, O_T - 2, \dots, O_T - 8$ – измеренные значения расстояний от внутренней поверхности резервуара до визирной оси теодолита, заданной лазерным лучом;

$O_P - 1, O_P - 2, \dots, O_P - 8$ – расстояния, равные вычисленному по результатам измерений среднему радиусу цилиндрической части;

$1 - 1', 2 - 2', \dots, 8 - 8'$ – значения отклонений цилиндрической части резервуара от воображаемого горизонтального цилиндра среднего радиуса.

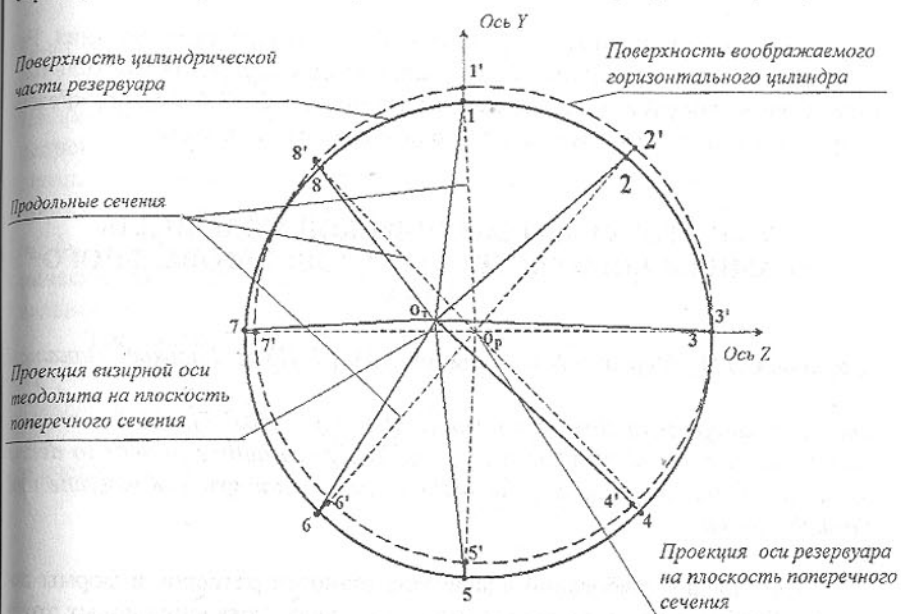


Рис.2. Определение среднего радиуса цилиндрической части резервуара и его отклонений от воображаемого горизонтального цилиндра.

Разработана также методика измерений при определении параметров эллиптических днищ (малой полуоси и положения днища относительно цилиндрической части) для случаев, когда непосредственно их измерить невозможно, т.к. в середине днища расположен входной люк. Днища градуируются методом численного интегрирования путем вычисления площадей отдельных слоев и последовательного накопления объемов между ними.

В мае 1998 г. на Заводе шампанских вин в г. Киеве были проведены работы по определению интервальных и общей вместимостей предлагаемым геометрическим методом 8-и горизонтальных цилиндрических резервуаров объемом $15 \text{ м}^3 - 20 \text{ м}^3$ с эллиптическими днищами. В ноябре 1997 г. вместимости этих резервуаров были определены объемным методом. Сравнительный анализ вместимостей, определенных наливным методом и разработанным геометрическим методом, полученных с применением нового программного обеспечения, показал, что начиная с высоты наполне-

ния 0,5 – 0,8 м разности двух методов не превышают 0,3 – 0,4 % для интервальных вместимостей и 0,1 – 0,3 % для общей. Необходимо учитывать, что наливной метод, из-за погрешности измерения высоты налива, примерно равнозначен геометрическому.

Список литературы: 1. РД 10-04-5-87, «Методические указания. Резервуары и технологическое оборудование стационарные измерительные. Определение общей и интервальных вместимостей. 2. ГОСТ 8.346, «Резервуары стальные горизонтальные. Методы и средства поверки».

ПОДГОТОВКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА

Серховец О.И., Фесенко А.В., Ушаков А.Н. (ХГПУ, г. Харьков, Украина)

The block diagram of three-mass model of technological system for process round outside external grinding is offered. The given outline permits to define the areas of least amplitudes of fluctuations the circular gring of machine tool through computer.

Повышение требований к качеству, точности размеров и формы деталей, обрабатываемых на шлифовальных станках, появление новых трудно обрабатываемых материалов, а также широкое внедрение автоматизации процессов и создание автоматических станков с адаптивными системами управления и регулирования ставит необходимость учета параметров динамических процессов, имеющих место при шлифовании. Известно [1], что основным источником вынужденных колебаний является неуравновешенность шлифовального круга. Вызванные дисбалансом круга колебания передаются шлифовальной бабке, на которой обычно устанавливают виброизмерительные приборы.

Нами разработана математическая модель динамического процесса при круглом врезном шлифовании [2]. Следующей задачей является разработка структурной схемы трехмассовой модели технологической системы для определения относительных колебаний элементов круглошлифовального станка.

Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний имеют следующий вид [2]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 + (h_1 + h_2) \dot{X}_1 - h_2 \dot{X}_2 + (C_1 + C_2) X_1 - C_2 X_2 = 0 \\ m_2 \ddot{X}_2 - h_2 \dot{X}_1 + (h_2 + h_3) \dot{X}_2 - h_3 \dot{X}_3 - C_2 X_1 + (C_2 + C_3) X_2 - \\ - C_3 X_3 = P_0 \sin \omega t \\ m_3 \ddot{X}_3 - h_3 \dot{X}_2 + (h_3 + h_4) \dot{X}_3 - C_3 X_2 + (C_3 + C_4) X_3 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Здесь: m_1 - приведенная масса детали, m_2 - приведенная масса шлифовального круга, m_3 - приведенная масса шлифовальной бабки; C_1 - жесткость технологической системы "деталь в центрах", учитывающая жесткости передней и задней бабок, C_2 - контактная жесткость, имеющая место между деталью и кругом, C_3 - жесткость подшипников скольжения в опорах шпинделя, C_4 - жесткость механизма поперечных подач; соответственно h_1 , h_2 , h_3 , h_4 демпфирование в перечисленных элементах $P_{\sin \omega t} = P_0 \sin \omega t$ - гармоническая возмущающая сила, вызванная неуравновешенностью шлифовального круга.

Так, например, для $m_1 = 10$ кг; $m_2 = 46$ кг; $m_3 = 500$ кг; $C_1 = 1.5 \times 10^8$ Н/м; $C_2 = 1.1 \times 10^8$ Н/м; $C_3 = 1 \times 10^8$ Н/м; $C_4 = 9 \times 10^7$ Н/м; собственные частоты составляют: $\omega_1 = 2827$ рад/с; $\omega_2 = 1651$ рад/с; $\omega_3 = 541$ рад/с.

Для определения передаточных функций, введем следующие обозначения:

$$(h_1 + h_2) = h_5; \quad (C_1 + C_2) = C_5$$

$$(h_2 + h_3) = h_6; \quad (C_2 + C_3) = C_6$$

$$(h_3 + h_4) = h_7; \quad (C_3 + C_4) = C_7$$

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 + h_5 \dot{X}_1 - h_2 \dot{X}_2 + C_5 X_1 - C_2 X_2 = 0 \\ m_2 \ddot{X}_2 - h_2 \dot{X}_1 + h_6 \dot{X}_2 - h_3 \dot{X}_3 - C_2 X_1 + C_6 X_2 - C_3 X_3 = P_0 \sin \omega t \\ m_3 \ddot{X}_3 - h_3 \dot{X}_2 + h_7 \dot{X}_3 - C_3 X_2 + C_7 X_3 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Выполним преобразования Лапласа системы (2) при нулевых начальных условиях, состоящие в замене заданной функции $X(t)$ (оригинала) соответствующей функцией комплексного переменного $X(S)$ (изображением):

$$\begin{cases} m_1 S^2 X_1(S) + h_5 S \cdot X_1(S) - h_2 S \cdot X_2(S) + C_5 X_1(S) - C_2 X_2(S) = 0 \\ m_2 S^2 X_2(S) + h_2 S \cdot X_1(S) + h_6 S \cdot X_2(S) - h_3 S \cdot X_3(S) - C_2 X_1(S) + \\ + C_6 X_2(S) - C_3 X_3(S) = P_y \cdot \frac{\omega}{S^2 + \omega^2} = P(S) \\ m_3 S^2 X_3(S) + h_3 S \cdot X_2(S) + h_7 S \cdot X_3(S) - C_3 X_2(S) + C_7 X_3(S) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

где $X(S)$ - изображение, определяемое уравнениями [3]:

$$X_1(S) = \int_0^\infty e^{-st} X_1(t) dt; \quad X_2(S) = \int_0^\infty e^{-st} X_2(t) dt; \quad X_3(S) = \int_0^\infty e^{-st} X_3(t) dt;$$

где S - комплексная переменная, имеющая положительную вещественную часть. Представим систему (3) в следующем виде:

$$\begin{cases} (m_1 S^2 + h_5 S + C_5) \cdot X_1(S) - (h_2 S + C_2) \cdot X_2(S) = 0 \\ -(h_2 S + C_2) \cdot X_1(S) + (m_2 S^2 + h_6 S + C_6) \cdot X_2(S) - \\ -(h_3 S + C_3) \cdot X_3(S) = P(S) \\ -(h_3 S + C_3) \cdot X_2(S) + (m_3 S^2 + h_7 S + C_7) \cdot X_3(S) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Запишем систему (4) в матричной форме:

$$A_1 \cdot X(S) = F_1(S) \cdot P(S)$$

тогда:

$$X(S) = A_1^{-1} \cdot F_1(S) \cdot P(S) = W_1(S) \cdot P(S)$$

где

$$A_1 = \begin{vmatrix} m_1 S^2 + h_5 S + C_5 & -(h_2 S + C_2) & 0 \\ -(h_2 S + C_2) & m_2 S^2 + h_6 S + C_6 & -(h_3 S + C_3) \\ 0 & -(h_3 S + C_3) & m_3 S^2 + h_7 S + C_7 \end{vmatrix} \quad (5)$$

$$X(S) = \begin{vmatrix} X_1(S) \\ X_2(S) \\ X_3(S) \end{vmatrix}; \quad F_1 = \begin{vmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$W(S) = A_1^{-1} \cdot F_1(S) \quad (6)$$

где

$$W_1(S) = \begin{vmatrix} W_{x1}(S) \\ W_{x2}(S) \\ W_{x3}(S) \end{vmatrix}; \quad \text{найдем } A_1^{-1}: \quad A_1^{-1} = \frac{1}{\text{Det} A_1} \cdot \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{vmatrix}$$

$\text{Det} A_1$ - определитель матрицы A_1 ;

A_{ij} - алгебраическое дополнение элемента a_{ij} матрицы A_1 .

Распишем все алгебраические дополнения A_{ij} :

$$A_{11} = (m_2 S^2 + h_6 S + C_6) \cdot (m_3 S^2 + h_7 S + C_7) - (h_3 S + C_3)^2;$$

$$A_{12} = -(h_2 S + C_2) \cdot (m_3 S^2 + h_7 S + C_7);$$

$$A_{13} = (h_2 S + C_2) \cdot (h_3 S + C_3);$$

$$A_{21} = (h_2 S + C_2) \cdot (m_3 S^2 + h_7 S + C_7);$$

$$A_{22} = (m_1 S^2 + h_5 S + C_5) \cdot (m_3 S^2 + h_7 S + C_7);$$

$$A_{23} = (m_1 S^2 + h_5 S + C_5) \cdot (h_3 S + C_3);$$

$$A_{31} = -(h_2 S + C_2) \cdot -(h_3 S + C_3);$$

$$A_{32} = (m_1 S^2 + h_5 S + C_5) \cdot (h_3 S + C_3);$$

$$A_{33} = (m_1 S^2 + h_5 S + C_5) \cdot (m_2 S^2 + h_6 S + C_6) - (h_2 S + C_2)^2;$$

Распишем определитель матрицы A_1 :

$$\text{Det} A_1 = (m_1 S^2 + h_5 S + C_5) \cdot (m_2 S^2 + h_6 S + C_6) \cdot (m_3 S^2 + h_7 S + C_7) - \\ - (h_2 S + C_2)^2 \cdot (m_3 S^2 + h_7 S + C_7) - (h_2 S + C_2)^2 \cdot (m_1 S^2 + h_5 S + C_5);$$

Найдем передаточные отношения каждой из обобщенных координат т.е. $W_{x1}(S)$, $W_{x2}(S)$, $W_{x3}(S)$ согласно (6)

$$W_1(S) = \frac{X(S)}{P(S)} = \begin{vmatrix} X_1(S)/P(S) \\ X_2(S)/P(S) \\ X_3(S)/P(S) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} W_{x1}(S) \\ W_{x2}(S) \\ W_{x3}(S) \end{vmatrix} = \frac{1}{\text{Det} A_1} \cdot \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{vmatrix} =$$

$$= \begin{vmatrix} A_{12} \\ \text{Det} A_1 \\ A_{22} \\ \text{Det} A_1 \\ A_{32} \\ \text{Det} A_1 \end{vmatrix};$$

Таким образом:

$$W_{x1}(S) = \frac{A_{12}}{\text{Det} A_1}; \quad W_{x2}(S) = \frac{A_{22}}{\text{Det} A_1}; \quad W_{x3}(S) = \frac{A_{32}}{\text{Det} A_1} \quad (7)$$

Получение АЧХ из передаточных функций (7) для трехмассовой системы достаточно трудоемкая задача. Поэтому решение этой задачи производить на ЭВМ с использованием пакета прикладных программ "Continue Control" (CC), применяемой нами для исследования линейных систем автоматического регулирования. Этот пакет программ решает систему линейных дифференциальных уравнений в аналитическом виде, а также строит АЧХ в комплексной плоскости и в логарифмических координатах при известных численных значениях постоянных величин исходной системы дифференциальных уравнений. При этом возможно определять амплитуды относительных колебаний элементов круглошлифовального станка.

Список литературы: 1. Лурье Г.Б. Шлифование металлов.- М.: Машиностроение, 1969.- 174 с. 2. Калнаус С.В., Ушаков А.Н., Серховец О.И., Фесенко А.В. Построение математической модели динамического процесса при круглом врезном шлифовании // Вестник Харьковского государст-

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИБКИМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ УЧАСТКОМ

Сетлак Г. (Политехнический Институт, г. Жешув, Польша)

This paper describes the methods of design and program making of hybrid support system for management. The first part of this paper describes a project of intelligent managerial support system and presents examples of integration of the expert system and the neural network within the hybrid system shell PC-Shell 2.2. The second part presents example of application of the system a scheduling problems.

1. Введение. Гибкие сборочные участки (ГСУ, англ. FAS – Flexible Assemble System) являются одной из основных составляющих современных производственных систем. Исходя из принципа их создания, гибкие сборочные участки должны быть достаточно универсальны, чтобы могли отвечать основному требованию высокой производительности производства широкой номенклатуры изделий за короткие циклы времени. При этом, ставятся две важные цели: возможность выполнения случайных заказов и уменьшение запасов незавершенного производства. Степень достижения поставленных перед ГСУ целей зависит неминуемо от эффективности используемой системы поддержки принятия управленческих решений. Учитывая виды обрабатываемой информации и сложность решаемых проблем, системы поддержки принятия решений в управлении должны обладать способностью приобретения новых знаний, обучения и адаптации к динамически изменяющейся внешней среде [1]. Интенсивные исследования в области искусственного интеллекта в последнем десятилетии создали возможность построения интеллектуальных систем, объединяющих системы, основанные на нечёткой логике, искусственные нейронные сети и генетические алгоритмы [2,4]. Такие гибридные экспертные системы представляют собой наиболее обещающее направление в области искусственного интеллекта, связанного с разработками интеллектуальных управленческих систем.

В настоящей работе представлен новый подход к построению адаптивных и интеллектуальных систем поддержки принятия решений, используемых в задачах оперативного управления технологическими процессами в гибких производственных системах. Работа является развитием концепции, изложенной в [5], где была представлена модель такой гибри-

ной экспертной системы, разработанной для поддержки управленческих решений.

2. Построение гибридной экспертной системы на базе PC-Shell 2.2. Рассмотрим гибридную экспертную систему, структура которой представлена на рис.1. Основой рассматриваемой системы является экспертная оболочка-система (Shell), одновременно работающая с искусственной нейронной сетью. Каждая из подсистем выполняет свойственные ей задания, работая автономно, после чего передаёт результаты своей работы другой подсистеме. Таким образом, совместная работа подсистем реализуется в результате обмена данными между ними. Для практической реализации интеллектуальной системы поддержки решений в управлении производством использовался Интегрированный Пакет Искусственного Интеллекта SPHINX [3], содержащий экспертную систему-оболочку PC-Shell 2.2. PC-Shell 2.2 интегрирует экспертную систему, которая имеет архитектуру табличную и подсистему имитации искусственных нейронных сетей NEURONIX.

В представляемой системе создана возможность репрезентации знаний в виде:

- ♦ декларативно записанных правил и фактов, что даёт возможность принятия выводов согласно с правилами продукции (англ. production rules);
- ♦ в виде распределённых знаний в нейросетевой модели,
- ♦ в форме процедур и алгоритмических программ,
- ♦ в форме текстов, графики и звуков (музыки).

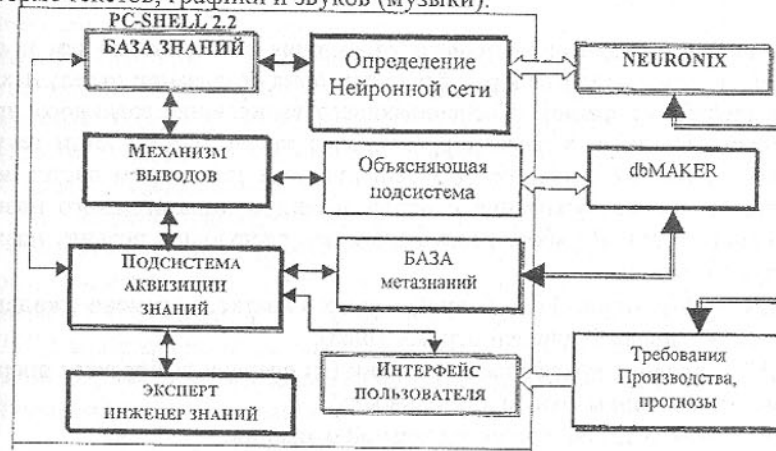


Рис. 1. Архитектура гибридной экспертной системы на базе PC-Shell 2.2. База знаний системы создаётся при помощи специального языка описания базы знаний SPHINX, который интегрирует декларативный язык репрезентации знаний и структуральный язык программирования. База знаний сис-

темы PC-Shell 2.2 содержит следующие модули:

- ♦ модуль *sources* – модуль источников знаний, содержит определения и декларации источников, в том числе и источников, описывающих структуру нейронной сети;
- ♦ модуль *control* – модуль управления, содержащий инструкции программы управляющие активацией знаний, а также обменом (трансфером) данных между ними;
- ♦ модуль *facts* – модуль, описывающий факты;
- ♦ модуль *rules* – модуль, содержащий правила.

Для реализации аппликации гибридной экспертной системы в системе PC-Shell необходимо:

1. Создать при помощи имитатора искусственных нейронных сетей NEURONIX, (входящего в состав интегрального программного пакета SPHINX) одной или нескольких нейросетевых моделей;
2. Разработать и подготовить базы знаний в виде источников знаний (модуль *sources*);
3. Интегрировать (объединить) разработанные источники знаний на уровне языка репрезентации знаний системы PC-Shell 2.2.

Используя программный пакет SPHINX, полное описание которого можно найти в документации [3], выполнена аппликация гибридной экспертной системы IMPP (Intelligent Manufacturing Process Planner), применяемой для поддержки диспетчерского управления гибким сборочным участком.

Решение задач оперативного управления с использованием предлагаемой системы сводится к расчёту расписания реализации отдельных технологических операций, обеспечивающего выполнение заданного производственного плана, а также корректировке расписаний с учётом текущей производственной ситуации. Для решения этих задач применяется метод приоритетного обслуживания с использованием динамического назначения приоритетов. В работе рассматривались следующие правила назначения приоритетов:

- ♦ FIFO – (First-Input- First- Output) – самого короткого времени ожидания в очереди, (первый пришел- первый ушёл);
- ♦ SPT – правило кратчайшей операции (из очереди выбирается операция имеющая минимальную длительность);
- ♦ LPT – максимально продолжительной операции;
- ♦ Правило SLACK – приоритет основан на временном резерве, т.е. это правило увеличивает приоритет изделий (или партий деталей), для которых приближается срок выпуска.

В множестве основных показателей качества функционирования производственного участка в работе использовались: средний коэффициент

загрузки единиц технологического оборудования, средний коэффициент загрузки накопителей, среднее время производственного цикла, время завершения производственного процесса и среднее время ожидания в очереди. Основная информация выбирается для экспертной системы PC-Shell из базы данных производства, это информация о типах изделий, их комплектации, данные о временах и очередности выполнения технологических операций, ёмкости пристаночных накопителей и состоянии складов, а также данные о состоянии оборудования и пристаночного транспорта. Эта информация записывается в базе знаний в виде фактов. В системе IMPP разработан модуль, который позволяет разрабатывать запросы к базе данных в формате SQL и таким образом при помощи ODBC (Open Database Connectivity в Windows) выбирать информацию из любой базы данных. Так как язык программирования системы PC-Shell позволяет использовать знания представленные в форме процедур и алгоритмических программ, в системе IMPP для выполнения имитационных экспериментов, расчёта загрузки оборудования и оценки предполагаемой производственной мощности сборочного участка используются программы написанные в языках Turbo Pascal и C. Для имитации реализации предлагаемого расписания используется модель сборочного участка, разработанная при помощи аппарата сети Петри.

Суть предлагаемого подхода заключается в следующем. Создаётся база знаний, в которой накапливается опыт диспетчерского управления в виде отношений, определяющих связи между классами спецификаций технологических процессов и соответствующими им парами – показателем качества и правило назначения приоритета. Задачей системы является выбор соответствующего правила назначения приоритета, экстремизирующего заданный показатель качества функционирования сборочного участка при заданной спецификации технологических процессов, а также определение порядка и сроков выполнения производственных заданий (расписаний) и их оперативную корректировку с учётом текущего состояния. На базе экспериментов, проводимых в системе IMPP создаётся множество последовательностей: $R = \{r_i | i=1, n\}$, где n – количество проведенных экспериментов. Из множества R выделяем классы последовательностей $R(K_j(PR_i))$, содержащие те же самые обозначения правил назначения экспериментов PR_i , экстремизирующие j -тый показатель качества функционирования производственного участка:

$$R(K_j(PR_i)) = (R(K_i(PR_i)) | i=1, 8),$$

где $K_i(PR_i)$ – кодовое обозначение i -того правила назначения приоритета PR_i , экстремизирующие j -тый показатель качества функционирования K . Для выделенных таким образом классов строим «образцовые» последовательности, которые используем при имитации нейросетевой модели.

На вход нейросетевой модели подаются данные, характеризующие актуальный производственный процесс: доминирующий тип (из ассортимента) продукции, степень стабильности производства, длительность производственного цикла, информация о состоянии оборудования, складов и пристаночных накопителей, трудоёмкость выполнения всех оставшихся этапов обработки изделия и т.д. Таким образом на вход нейронной сети подаются бинарные вектора, которые представляют собой ответы оператора на задаваемые системой IMPP в диалоговом режиме вопросы.

3. Выводы: Из результатов, полученных в процессе проведенных экспериментов следует, что различные правила назначения приоритета экстремизируют разные показатели качества в зависимости от структуры производственных процессов, времени выполнения технологических операций, а также емкостей меоперационных накопителей. Полученные результаты подтвердили сущность разрабатываемого подхода и показали, что применяемые нейронные сети являются очень эффективным и полезным инструментом для имплементации систем поддержки принятия решений в управлении. Выбранное направление исследований методов разработки интеллектуальных систем принятия решений в нечёткой среде приносит обещающие результаты.

Список литература: 1. Halang W.A., Stoyenko A.D.: Constructing Predictable Real Time Systems, Kluwer Academic Publishers, 1993, p. 286. 2. Michalewicz Z.: Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1996, p.430. 3. Michalik K.: Zintegrowany pakiet sztucznej inteligencji Sphinx 2.2 dla Windows, Szkieletowy system ekspertowy PC-Shell 2.2. Podręcznik użytkownika, Katowice, 1998, s. 276. 4. Rutkowska D.: Sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i systemy rozmyte, PWN, Warszawa, 1997r. 5. G. Setlak: "Применение методов эволюционного моделирования в системах поддержки управленческих решений", Международный сборник научных трудов „Прогрессивные технологии и системы машиностроения“, спецвыпуск, материалы V Международной научно-технической конференции, Донецк, 1998г., стр.70-74.

АНАЛИЗ ВЕНТИЛЬНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

СМИРНОВ В.С. (НТУУ "КПИ", г. Киев, Украина)

In the work of analysis of semiconductor transforms with structure that uses bilinear models is developed.

Разработка высокоэффективных электромеханических систем (ЭМС) робототехнических комплексов превратилось в настоящее время в важную научно-техническую проблему. В состав современных ЭМС обычно входит ряд преобразователей и регуляторов электроэнергии, служащих для согласования источников электроэнергии (ИЭ) и потребителей по виду электроэнергии, ее качеству и номинальным значениям энергетических координат. Учитывая возрастающее многообразие схем преобразователей и видов нагрузок, актуальной является задача разработки обобщенных методов, применяемых для аналитического исследования и моделирования различных типов преобразователей при различных нагрузках, позволяющих провести эффективный анализ и сравнение схем, выбрать их оптимальные варианты и режимы работы. Для анализа вентильных преобразователей (ВП) может быть успешно применен метод, основанный на получении математической модели устройства на периоде выходного напряжения с помощью рекуррентной формулы и дальнейшего аналитического решения. Такой подход позволяет реализовать преимущества аналитических и численных методов. ВП представляют собой гибридные системы, состоящие из аналоговых элементов (резисторов, индуктивностей и емкостей), цепи с которыми моделируются дифференциальными уравнениями, и переключательных (управляемых приборов с коммутационными узлами и обратных диодов), моделирующихся логическими уравнениями. Аналоговая часть ВП описывается, как известно [1,2,3], уравнениями состояния вида:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bf(t); \\ y(t) &= Cx(t) + Df(t). \end{aligned} \quad (1)$$

где x , $\dot{x}$ - векторы переменных состояния и их производных;
 y - вектор выходных величин; f - вектор задающих источников. Ключевые преобразовательные устройства можно моделировать уравнениями вида:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \left(A + \sum_{i=1}^m W_i(t) B \right) x(t) + G(t) f; \\ y(t) &= Hx(t), \end{aligned} \quad (2)$$

где W_i - функция, описывающая состояния переключателей.

Отличительной способностью системы (2) является ее билинейный характер, т.к. управление, состоящее из включения и выключения вентиля, зависит от состояния системы, то есть тока через вентиль или напряжения на нем. Решение системы (2) может быть найдено аналитически с помощью теоремы Кемпбелла-Хаусдорфа и Кэли-Гамильтона [1,5,6]. Одним из методов получения решения системы (2) в аналитической форме является использование теории групп Ли, поскольку каждой билинейной системе можно поставить в соответствие тройку алгебр Ли [6,7]. Рассмотрим

ренная модель гибридных систем применима при анализе различных электротехнических устройств, содержащих управляемые переключатели [2,3,4].

В общем случае модель ВП может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned}x &= Ax + Bx_H + Cf + Dh; \\y'_H &= A'x + B'x_H + C'f + D'h; \\x_L &= A''x + B''x_H + C''f + D''h.\end{aligned}\quad (3)$$

где дополнительно к переменным, входящим в уравнение (1), вводятся вектор токов и напряжений нелинейных элементов [7], вектор-функция вольт-амперных характеристик этих элементов; $x_H = Y(y_H)$ и вектор зависимых источников тока и напряжения h .

Покажем, что при моделировании управляемых клапанов идеальными ключами, характеризующимися двумя устойчивыми состояниями, система (3) трансформируется в билинейную систему вида (2). Линейная система

$$x(t) = Ax(t) + Bu(t)$$

может рассматриваться как билинейная система вида:

$$Z(t) = \bar{A}Z(t) + \sum_{i=1}^m W_i(t) B_i Z(t), \quad Z(0) = X_0 \in R^{n+1}, \quad (4)$$

$$\text{где } \bar{A} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_i = \begin{bmatrix} 0 & b_i \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, b_i - i\text{-й столбец } B.$$

Первые n компонент Z удовлетворяют уравнению $x = Ax + Bu$. Для этой билинейной системы

$$[\bar{B}_i, \bar{B}_j] = \bar{B}_i \bar{B}_j - \bar{B}_j \bar{B}_i = 0, \quad [\bar{A}_i, \bar{B}_i] = \bar{A}_i \bar{B}_i - \bar{B}_i \bar{A}_i = \begin{bmatrix} 0 & Ab_i \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad \text{С системой (4)}$$

будет связываться тройка матричных алгебр Ли (Q, Q_0, g) и соответствующая тройка матричных групп (G, G_0, B) [1,5,6], где:

$$\begin{aligned}\beta &= \{\bar{B}_1, \dots, \bar{B}_m\}_{LA} = \left\{ \begin{bmatrix} 0 & V \\ 0 & 0 \end{bmatrix} : V \in \{b_1, \dots, b_m\}_{LS}; \right. \\ \Theta_0 &= \{ad_{\bar{A}}^k \bar{B} : k = 0, 1, \dots, B \in \beta\}_{LA} = \left\{ \begin{bmatrix} 0 & A_V^k \\ 0 & 0 \end{bmatrix} : V \in \beta, k = 0, 1, \dots \right\}, \\ \Theta &= \{A, B\}_{LA} = \left\{ \begin{bmatrix} aA & A_V^k \\ 0 & 0 \end{bmatrix} : V \in R, a \in R, k = 0, 1, \dots \right\}.\end{aligned}\quad (5)$$

Нелинейная система (3) также может быть представлена матричной билинейной системой:

$$x = Ax + \sum_{i=1}^m W_i B_i x; \quad x(0) = 1,$$

где x - это $l \times l$ матрица для некоторого положительного целого l . Связанной с этой системой будет обычная тройка матричных Ли-алгебр $Q(G)$, $Q_0(G)$ и $g(G)$, причем $Q(G)$, $Q_0(G)$, $g(G)$ являются изоморфными к Q , Q_0 , g . Следовательно, преобразовательные устройства, электромагнитные процессы в которых описываются линейными дифференциальными уравнениями, могут моделироваться билинейной системой (2).

Таким образом, расчёт методом билинейных уравнений состоит из трёх основных этапов. На первом из них формируются билинейные модели ВП на интервалах постоянства структуры. Далее на основе формулы Кемпбелла-Хаусфорда билинейная модель сворачивается для периода работы ВП. На последнем этапе вычисляется решение полученной модели.

Предложенный метод билинейных уравнений может быть использован для расчёта переходных и установившихся процессов в регулируемых клапанных преобразователях электромеханических систем.

Список литературы: 1. Корн Г., Корн Т. справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1978. - 831 с. 2. Дмитриков В. Ф., Тонкаль В. Е., Гречко Э. Н., Островский М. Я. Теория и методы анализа преобразователей частоты и ключевых генераторов. Киев: Наукова думка, 1988. - 312 с. 3. Руденко В. С., Жуйков В. Я., Коротеев И.Е. Расчёт устройств преобразовательной техники. - Киев: Техника, 1980. - 135 с. 4. Streclecki R., Fedyczak Z. There-phase PWM ac line conditioners based on boost and buck-boost converters. // Техн. Электродинамика. - 1998.- спец. Выпуск № 2 Т. 1-е. 5. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. - М.: Наука, 1967. - 779 с. 6. Наймарк М.А. Теория представлений групп. - М.: Наука, 1976. - 559 с. 7. Беллерт С., Возняки Г. Анализ и синтез электрических цепей методом структурных чисел. - М.: Мир, 1972. - 332 с.

МОДЕЛЬ НАДЁЖНОСТИ «ПРОЧНОСТЬ-НАГРУЗКА»

Стрельников В.П. (ИПММС НАНУ, г. Киев, Украина)

Probability approach to the calculation of reliability indices of mechanical units, based on probability-physical model of DM-distribution is developed. Obtained on their base estimations of the reliability indices are more adequate and conform well to operation data.

Современный подход к оценке прочности и долговечности машин и конструкций при проектировании, по общему мнению ведущих ученых и

ренная модель гибридных систем применима при анализе различных электротехнических устройств, содержащих управляемые переключатели [2,3,4].

В общем случае модель ВП может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned}x &= Ax + Bx_H + Cf + Dh; \\y'_H &= A'x + B'x_H + C'f + D'h; \\x_L &= A''x + B''x_H + C''f + D''h.\end{aligned}\quad (3)$$

где дополнительно к переменным, входящим в уравнение (1), вводятся вектор токов и напряжений нелинейных элементов [7], вектор-функция вольт-амперных характеристик этих элементов; $x_H = Y(y_H)$ и вектор зависимых источников тока и напряжения h .

Покажем, что при моделировании управляемых клапанов идеальными ключами, характеризующимися двумя устойчивыми состояниями, система (3) трансформируется в билинейную систему вида (2). Линейная система

$$x(t) = Ax(t) + Bu(t)$$

может рассматриваться как билинейная система вида:

$$Z(t) = \bar{A}Z(t) + \sum_{i=1}^m W_i(t) B_i Z(t), \quad Z(0) = X_0 \in R^{n+1}, \quad (4)$$

$$\text{где } \bar{A} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_i = \begin{bmatrix} 0 & b_i \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, b_i - i\text{-й столбец } B.$$

Первые n компонент Z удовлетворяют уравнению $x = Ax + Bu$. Для этой билинейной системы

$$[\bar{B}_i, \bar{B}_j] = \bar{B}_i \bar{B}_j - \bar{B}_j \bar{B}_i = 0, \quad [\bar{A}_i, \bar{B}_i] = \bar{A}_i \bar{B}_i - \bar{B}_i \bar{A}_i = \begin{bmatrix} 0 & Ab_i \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad \text{С системой (4)}$$

будет связываться тройка матричных алгебр Ли (Q, Q_0, g) и соответствующая тройка матричных групп (G, G_0, B) [1,5,6], где:

$$\begin{aligned}\beta &= \{\bar{B}_1, \dots, \bar{B}_m\}_{LA} = \left\{ \begin{bmatrix} 0 & V \\ 0 & 0 \end{bmatrix} : V \in \{b_1, \dots, b_m\}_{LS} \right\}; \\ \Theta_0 &= \{ad_{\bar{A}}^k \bar{B} : k = 0, 1, \dots, B \in \beta\}_{LA} = \left\{ \begin{bmatrix} 0 & A_V^k \\ 0 & 0 \end{bmatrix} : V \in \beta, k = 0, 1, \dots \right\}; \\ \Theta &= \{A, B\}_{LA} = \left\{ \begin{bmatrix} aA & A_V^k \\ 0 & 0 \end{bmatrix} : V \in R, a \in R, k = 0, 1, \dots \right\}.\end{aligned}\quad (5)$$

Нелинейная система (3) также может быть представлена матричной билинейной системой:

$$x = Ax + \sum_{i=1}^m W_i B_i x; \quad x(0) = 1,$$

где x - это $l \times l$ матрица для некоторого положительного целого l . Связанной с этой системой будет обычная тройка матричных Ли-алгебр $Q(G)$, $Q_0(G)$ и $g(G)$, причем $Q(G)$, $Q_0(G)$, $g(G)$ являются изоморфными к Q , Q_0 , g . Следовательно, преобразовательные устройства, электромагнитные процессы в которых описываются линейными дифференциальными уравнениями, могут моделироваться билинейной системой (2).

Таким образом, расчёт методом билинейных уравнений состоит из трёх основных этапов. На первом из них формируются билинейные модели ВП на интервалах постоянства структуры. Далее на основе формулы Кемпбелла-Хаусфорда билинейная модель сворачивается для периода работы ВП. На последнем этапе вычисляется решение полученной модели.

Предложенный метод билинейных уравнений может быть использован для расчёта переходных и установившихся процессов в регулируемых клапанных преобразователях электромеханических систем.

Список литературы: 1. Корн Г., Корн Т. справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1978. - 831 с. 2. Дмитриков В. Ф., Тонкаль В. Е., Гречко Э. Н., Островский М. Я. Теория и методы анализа преобразователей частоты и ключевых генераторов. Киев: Наукова думка, 1988. - 312 с. 3. Руденко В. С., Жуйков В. Я., Коротеев И.Е. Расчёт устройств преобразовательной техники. - Киев: Техника, 1980. - 135 с. 4. Streclecki R., Fedyczak Z. There-phase PWM ac line conditioners based on boost and buck-boost converters. // Техн. Электродинамика. - 1998.- спец. Выпуск № 2 Т. 1-е. 5. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. - М.: Наука, 1967. - 779 с. 6. Наймарк М.А. Теория представлений групп. - М.: Наука, 1976. - 559 с. 7. Беллерт С., Вознячки Г. Анализ и синтез электрических цепей методом структурных чисел. - М.: Мир, 1972. - 332 с.

МОДЕЛЬ НАДЁЖНОСТИ «ПРОЧНОСТЬ-НАГРУЗКА»

Стрельников В.П. (ИПММС НАНУ, г. Киев, Украина)

Probability approach to the calculation of reliability indices of mechanical units, based on probability-physical model of DM-distribution is developed. Obtained on their base estimations of the reliability indices are more adequate and conform well to operation data.

Современный подход к оценке прочности и долговечности машин и конструкций при проектировании, по общему мнению ведущих ученых и

инженеров-механиков, должен базироваться на вероятностных расчетах, учитывающих рассеивание характеристик свойств материалов, условий нагружения и эксплуатации. Вероятностные методы расчета безотказности и долговечности деталей машин в настоящее время интенсивно разрабатываются и постепенно заменяют детерминированные расчеты по допускаемым напряжениям. Вероятностные методы расчета следует считать закономерным этапом развития расчетов деталей машин в направлении их уточнения и более четкого отражения физической природы явлений, вызывающих отказы.

Распространенными являются вероятностные методы расчета надежности деталей машин, основанные на использовании моделей типа "прочность-нагрузка". При этом термин "нагрузка" употребляется для обозначения любого фактора, способствующего появлению отказа, а "прочность" обозначает любой фактор, препятствующий его появлению. Отказ происходит тогда, когда величина нагрузки в определенный момент времени впервые превышает величину прочности, наблюдаемую в тот же момент.

В качестве расчетных параметров нагрузки могут быть напряжения от действия статической нагрузки, напряжения, приведенные к симметричному циклу при циклическом воздействии, температура окружающей среды, интенсивность изнашивания и др. Соответственно предельными величинами являются: по критерию статической прочности - пределы прочности, текучести; по критерию циклической прочности (сопротивления усталости) - предел выносливости; по критерию теплостойкости - предельно допустимая температура; по критерию износостойкости - предельно допустимая величина износа и т.д. При построении модели в качестве "нагрузки" и "прочности" следует выбирать одни и те же физические параметры: деформации, напряжения, давления, циклы и др.

Вероятность безотказной работы P по критерию прочности, называемую также вероятностью неразрушения или вероятностью обеспеченности, определяют как вероятность того, что расчетные напряжения нагрузки x не превышают предельных напряжений (несущей способности) y материала детали:

$$P = \text{Вер}\{x < y\} = \text{Вер}\{x - y < 0\} = \text{Вер}\left\{\frac{x}{y} < 1\right\} = \text{Вер}\{\eta < 1\}, \quad (1)$$

где $\eta = x/y$ - коэффициент запаса прочности; y - величина прочности, представляющая собой реализацию случайной величины, имеющей определенный закон распределения; x - величина нагрузки, имеющей также какой-то закон распределения.

Оценка показателей надежности при использовании функций рас-

пределения прочности и нагрузки существенно зависит от типа используемого распределения. Несомненно, что использование физически обоснованных распределений случайных величин приводит к более точным оценкам искомых показателей надежности. Ниже дается обоснование для распределений случайных величин, которые наиболее подходят для решения задач надежности деталей машин.

Если предельным состоянием считать разрушение материала (образца) и случайный процесс разрушения (развития пластических деформаций, микротрещин) под действием постоянной нагрузки описывается случайным марковским процессом диффузионного типа с монотонными (необратимыми) реализациями, то это приводит к диффузионному монотонному распределению (DM - распределению) [1] предела прочности (временного сопротивления):

$$F(\sigma_s) = DM(\sigma_s; \mu_{\sigma_s}, \nu_{\sigma_s}) = \Phi\left(\frac{\sigma_s - \mu_{\sigma_s}}{\nu_{\sigma_s} \sqrt{\sigma_s \mu_{\sigma_s}}}\right), \quad (2)$$

где $DM(\cdot)$ - функция DM-распределения; $\Phi(\cdot)$ - функция нормированного нормального распределения; μ_{σ_s} - параметр масштаба (медиана предела прочности); σ_s - параметр формы (равен коэффициенту вариации процесса развития пластической деформации и практически совпадает с коэффициентом вариации распределения предела прочности).

В настоящее время нет какого-либо физического обоснования распределения нагрузки. Обычно в качестве теоретической модели распределения нагрузок принимают функции из самых общих соображений, в частности, из соображений удобства расчета. Известно, что распределения нагрузок могут иметь достаточно большое рассеивание (коэффициенты вариации $0,1 \div 1,0$). В таком случае использование, например, нормального распределения приводит к существенным методическим погрешностям.

Как известно, диффузионные распределения представляются достаточно универсальными и гибкими функциями. В частности, DM-распределение лучше, чем нормальное распределение выравнивает экспериментальные данные распределения пределов прочности, имеющие малое рассеивание (коэффициент вариации $0,05 \div 0,1$), а также лучше, чем логарифмически нормальное распределение выравнивает данные усталостной долговечности [1], имеющие коэффициент вариации $0,4 \div 1,2$.

С учетом установленных свойств диффузионных распределений можно принять гипотезу о том, что распределение нагрузки (амплитуды напряжения) также описывается DM-распределением. По крайней мере, благодаря своим статистическим возможностям DM-распределение более предпочтительно, чем нормальное и логарифмически нормальное распре-

деления, наиболее часто используемые в данном приложении.

Учитывая универсальный характер функции ДМ-распределения, можно принять гипотезу о том, что распределение величины η , представляющей отношение ДМ-распределенных величин, также имеет функцию типа ДМ-распределение, параметры которого (медиана и коэффициент вариации) просто определяются через средние значения и коэффициенты вариации случайных величин x и y при условии независимости последних:

$$F(\eta) = DM(\eta, \mu, v) = \Phi\left(\frac{\eta - \mu}{v\sqrt{\mu\eta}}\right), \quad (3)$$

где $\mu = \frac{S_y/S_x}{1 + \frac{1}{2}(V_y^2 + V_x^2)}$; $v = \sqrt{V_y^2 + V_x^2}$; S_y, S_x, V_y, V_x - соответственно

средние значения и коэффициенты вариации случайных величин y и x .

Таким образом, искомая вероятность (1) с учетом (3):

$$P = \text{Вер}\{\eta > 1\} = \Phi\left(\frac{\mu - \eta}{v\sqrt{\mu\eta}}\right)_{\eta=1} = \Phi\left(\frac{\mu - 1}{v\sqrt{\mu}}\right). \quad (4)$$

Список литературы: 1. ГОСТ 27.005-97. Надежность в технике. Модели отказов. Основные положения. Введ. - 01.01.99.

АНАЛІЗ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПУЛЬСАЦІЙ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ШПИНДЕЛЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Струтинський В.Б., Кравець О.М. (НТУУ «КПІ», Г. КИІВ, УКРАЇНА)

Presented motivation mathematical models spectrum fluctuation angular velocity spindle machine tool. Considered track record of drive of main motion with provision for pulsed loads in toothed issues. The Mathematical model received in the manner of correlation functions and spectrum an fluctuation angular velocity.

В процесі роботи верстата шпиндель має випадкові флуктуації кутової швидкості. Вони визначаються, в основному імпульсними (ударними) навантаженнями, що виникають в приводних зубчатих передачах. При наявності неточностей виготовлення в деяких парах зубців мають місце зазори або переспряження зубців. Це приводить до появи

ударів значної інтенсивності в динамічній системі верстата. Результатом даної роботи є аналітичне визначення і математичне моделювання спектральних характеристик флуктуацій кутової швидкості шпинделя під дією ударних навантажень в зубчатих передачах.

Розглянемо динамічну систему приводу головного руху під час дії імпульсного навантаження. Враховуючи короткочасність дії імпульсу можна знехтувати рухом шпинделя в поперечному до осі обертання напрямку і розглянути ланцюгову крутильну систему шпинделя (рис. 1).

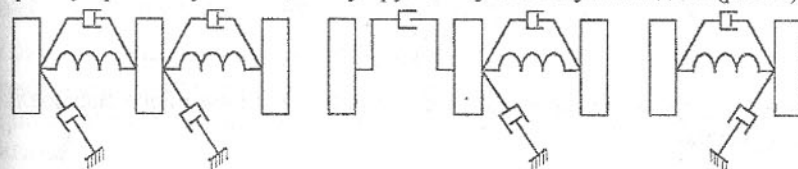


Рис. 1

Імпульс навантаження виникає при зміні точок контакту зубців передачі між ланками кінематичного ланцюгу II і III.

Графік зміни імпульсного крутного моменту в часі наведено на рис.2.

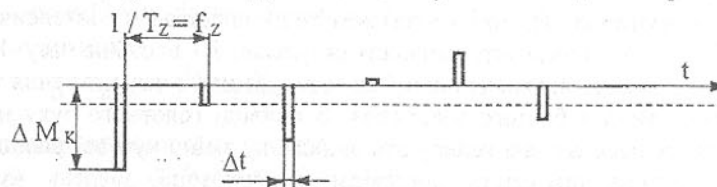


Рис. 2

Крутий момент відповідає послідовності імпульсів безкінечно малої ширини. Періодичність імпульсів відповідає частоті ударів f_z (Гц).

$$f_z = \frac{n \cdot Z_n}{60}, \quad (1)$$

де n - число обертів вала; Z_n - число зубців.

Рух шпинделя після дії одного імпульсу удару визначиться формулою

$$\omega_k = \frac{1}{T} Q_k e^{-\frac{(t-T_k)}{T}}$$

Імпульсні навантаження в зубчатій передачі діють в приводі періодично з частотою f_z (формула 1) і викликають сумарну зміну кутової швидкості, яку можна визначити користуючись принципом суперпозиції. Відповідно значення кутової швидкості в момент часу t складає

$$\omega(t) = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^{\infty} Q_k e^{-\frac{(t-T_k)}{T}},$$

де сума береться для всіх значень $T_k \leq t$.

Дана залежність визначає зміну кутової швидкості системи під дією імпульсних навантажень які відбуваються лише в одній зубчатій передачі. Зміна кутової швидкості в часі являє собою випадковий процес характерна реалізація якого наведена на рис. 3.

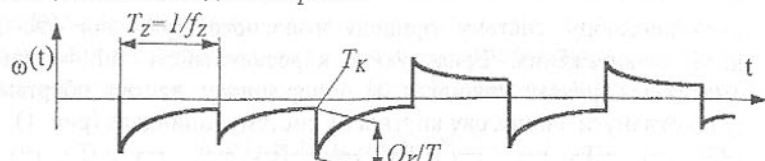


Рис. 3.

Розглянемо окремо кожен випадковий процес і знайдемо його спектральні характеристики.

Кореляційна функція кутової швидкості шпинделя приведенної до валу електродвигуна відповідає залежності

$$R_{\omega}(t, t') = \frac{\mu(q^2 + D)}{2T} e^{-\frac{|t-t'|}{T}}.$$

В даній формулі μ - число імпульсних навантажень в одиницю часу (частота навантажень), q - математичне сподівання інтенсивності імпульсів; D - дисперсія інтенсивності імпульсів; T - постійна часу. Всі ці параметри залежать від місця виникнення імпульсного навантаження тобто від розташування зубчатого зчеплення. В приводі головного руху наявні ряд зубчатих передач, які генерують випадкову зміну кутової швидкості. Загальна кутова швидкість відповідає суперпозиції збурень кутової швидкості від кожної зубчастої передачі

$$\omega_z(t) = \sum_{k=1}^Z \omega_k(t).$$

Реалізація випадкової зміни сумарної кутової швидкості відповідає сумі випадкових процесів. Будемо вважати зміни кутової швидкості, що мають місце від імпульсних навантажень у різних передачах некорельованими. При цьому кореляційна функція визначається наступною формулою

$$R_{\omega_z}(t, t') = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi})}{120\pi} e^{-\frac{|t-t'|}{T_{\xi}}}.$$

де Z - число послідовно з'єднаних передач в приводі головного руху, i - передавальне число від валу електродвигуна до шпинделя, n_{ξ} , Z_{ξ} - число обертів за хвилину і число зубців зубчастої передачі в якій відбуваються імпульсні навантаження.

Визначимо кореляційну функцію динамічної складової кутового прискорення шпинделя. Прискорення зв'язане з кутовою швидкістю диференційною залежністю

$$\varepsilon_{\omega} = \frac{d\omega_{\omega}}{dt}.$$

Відповідно кореляційна функція кутового прискорення

$$R_{\varepsilon_{\omega}}(t, t') = \frac{\partial^2 R_{\omega_z}(t, t')}{\partial t \partial t'}.$$

Виконуючи операцію подвійного диференціювання залежності одержимо

$$R_{\varepsilon_{\omega}}(t, t') = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi})}{120\pi} \left[-\frac{1}{T_{\xi}} e^{-\frac{|t-t'|}{T_{\xi}}} + \frac{2}{T_{\xi}} \delta(t-t') \right].$$

де $\delta(t-t')$ - одинична імпульсна функція (дельта функція Дірака).

Із аналізу кореляційних функцій кутової швидкості шпинделя та кутового прискорення випливає, що вони залежать від величини $\tau = t-t'$ тобто відповідають стаціонарним випадковим процесам. Їх можна записати у вигляді

$$R_{\omega_z}(t, t') = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi})}{120\pi} e^{-\frac{|t-t'|}{T_{\xi}}}.$$

$$R_{\varepsilon_{\omega}}(t, t') = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi})}{120\pi} \left[-\frac{1}{T_{\xi}} e^{-\frac{|t-t'|}{T_{\xi}}} + \frac{2}{T_{\xi}} \delta(\tau) \right].$$

Цим кореляційним функціям відповідають спектральні густини відповідно кутової швидкості

$$S_{\omega_z}(\omega) = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi})}{120\pi} \frac{1}{(1 + T_{\xi}^2 \omega^2)}, \quad (2)$$

та кутового прискорення шпинделя

$$S_{\varepsilon_{\omega}}(\omega) = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi})}{120\pi} \frac{\omega^2}{(T_{\xi}^2 \omega^2 + 1)}. \quad (3)$$

Дані залежності дозволяють сформулювати припущення для опису спектральних характеристик кутової швидкості шпинделя. З формули (2) випливає, що для низькочастотної області в діапазоні частот

$$\omega < \frac{1}{T_{\xi}} \quad (T_{\xi}^2 \omega^2 \ll 1), \quad \xi = 1, \dots, Z$$

спектральна густина флуктуацій кутової швидкості шпинделя може вважатись постійною із значенням

$$S_{\omega_z}(\omega) = \sum_{\xi=1}^Z \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi}}{120\pi} (q_{\xi}^2 + D_{\xi}) = \text{const}.$$

Для зони високих частот спектра, що відповідають нерівності

$$\omega > \frac{1}{T_{\xi}} \quad (T_{\xi}^2 \omega^2 \gg 1), \quad \xi = 1, \dots, Z$$

згідно із формулою (3) випливає, що спектральна густина флуктуацій кутового прискорення шпинделя може вважатись постійною із значенням

$$S_{acc}(\omega) = \sum_{\xi=1}^{\infty} \frac{i^2 n_{\xi} Z_{\xi}}{120\pi T_{\xi}^2} (q_{\xi}^2 + D_{\xi}) = const.$$

Висновки

1. Математична модель спектральних характеристик флуктуацій кутової швидкості шпинделя металорізального верстата, які виникають під дією імпульсних навантажень в зубчатих передачах, відповідає кореляційній функції у вигляді суми експоненціальних складових, причому кількість доданків суми дорівнює числу зубчатих передач приводу головного руху, а інтенсивність зміни доданків визначається частотою обертання та числом зубців передач.
2. Для аналізу низькочастотних коливальних процесів спектр флуктуацій кутової швидкості може бути прийнятий відповідним "білому шуму" з постійною спектральною густиною, причому інтенсивність спектра залежить від суми інтенсивностей випадкових імпульсних навантажень в усіх зубчатих передачах.
3. Для аналізу високочастотних коливальних процесів доцільно використати математичну модель у вигляді спектральної густини кутового прискорення шпинделя, яка відповідає "білому шуму", інтенсивність якого залежить зокрема від інерційних та дисипативних параметрів приводу головного руху.

АНАЛИЗ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАНКОВ НА ОСНОВЕ НЕЛИНЕЙНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СПЕКТРОВ ВИБРОУСКОРЕНИЙ

Струтинский В. Б., Шевченко А. В., Даниленко А. В., Али Джаалук (НТУУ "КПИ", Киев, Украина)

The analysis of vibrational and acoustic performances of machine tools on the basis of a nonlinear mathematical model of spectrum of vibration accelerations.

Виброакустические характеристики станка несут полную информацию о показателях динамического качества основных элементов кинематической цепи станка. Виброакустические характеристики обычно определяются по спектральной плотности дисперсий виброускорений или уровня звукового давления. На рис.1 приведена типовая экспериментальная спектрограмма виброускорений корпуса шпиндельной бабки токарно-винторезного станка КА-280.

Из анализа спектрограмм следует, что частотный диапазон виброакустических воздействий, существенных по уровню виброускорений, со-

ставляет 0...5 кГц. В рамках частотного диапазона имеет место несколько десятков резонансных пиков спектральной плотности. Причиной этого является сложность кинематической цепи станка, множественность и разноплановость входных динамических воздействий на элементы динамической системы станка.

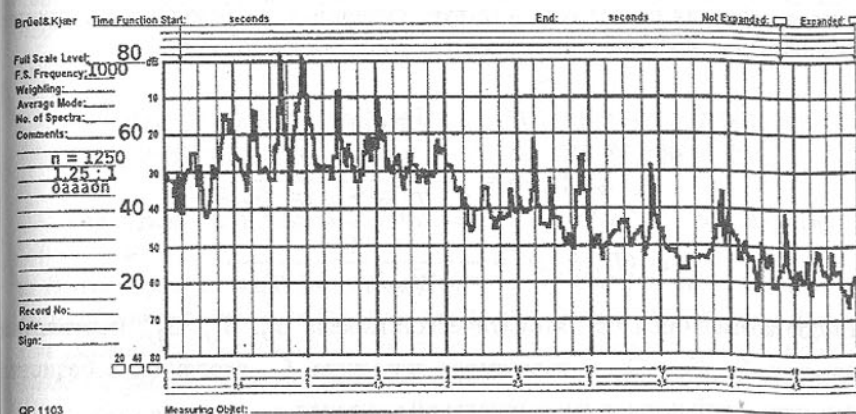


Рис.1. Экспериментальная спектрограмма виброускорений корпуса шпиндельной бабки станка КА-280.

Основными динамическими воздействиями являются импульсные нагрузки в зубчатых передачах, неуравновешенность вращающихся деталей, погрешности подшипников качения. Дополнительные динамические воздействия оказывают процессы в электродвигателе, ременной передаче, процесс резания, вибрации основания, работа вспомогательных механических, гидравлических и электроприводов.

В результате анализа кинематических цепей станка, расчетов его узлов и механизмов можно установить ряд частотных диапазонов основных динамических воздействий, в частности частоты импульсных нагрузок в зубчатых передачах. Однако этой информации недостаточно для обнаружения главных причин возникновения повышенных уровней виброускорений.

На кафедре "Конструирования станков и машин" НТУУ "КПИ" проведены исследования в рамках программы "Станкостроение". В результате предложен метод и методика обнаружения и устранения источников наиболее интенсивных динамических воздействий в динамической системе станка. Метод базируется на описании экспериментальной спектральной плотности дисперсий виброускорений нелинейной математической моделью вида:

$$S(\omega) = \sum_{i=1}^I S_{ii} \varphi_{ii} (1 + \varphi_{ii} + \varphi_{ii}^2 + \dots + \varphi_{ii}^{K_i}) +$$

$$+ \sum_{j=1}^J (S_{2j} \varphi_{2j} + S_{3j} \varphi_{3j}) (1 + \varphi_{3j} + \varphi_{3j}^2 + \dots + \varphi_{3j}^{K_j}),$$

где I, J, K_i, K_j — положительные целые числа.

В данной математической модели первая сумма в правой части соответствует суперпозиции широкополосных безрезонансных случайных процессов, а вторая сумма соответствует суперпозиции резонансных процессов. Базисные функции математической модели имеют вид:

$$\begin{aligned} \varphi_1(T_{1i}, \omega) &= \frac{1}{1 + T_{1i}^2 \omega^2}, \\ \varphi_2(T_{2j}, \xi_j, \omega) &= \frac{1 + T_{2j}^2 \omega^2}{(1 - T_{2j}^2 \omega^2)^2 + 4\xi_j T_{2j}^2 \omega^2}, \\ \varphi_3(T_{3j}, \xi_j, \omega) &= \frac{1}{(1 - T_{3j}^2 \omega^2)^2 + 4\xi_j T_{3j}^2 \omega^2}. \end{aligned}$$

Выбор коэффициентов математической модели S_{1i}, S_{2j}, S_{3j} , постоянных времени T_{1i}, T_{2j}, T_{3j} и параметров затухания ξ_j , входящих в базисные функции, осуществлен по специальной методике.

Данная математическая модель позволяет интерпретировать динамическую систему станка как квазилинейную многоходовую систему с детерминированными инерционными, диссипативными и деформативными характеристиками элементов. При этом все входные параметры системы сводятся к типовому случайному процессу $X_0^*(t)$ в виде "белого шума" единичной интенсивности, а структура системы приведена к "веерному" виду, показанному на рис.2.

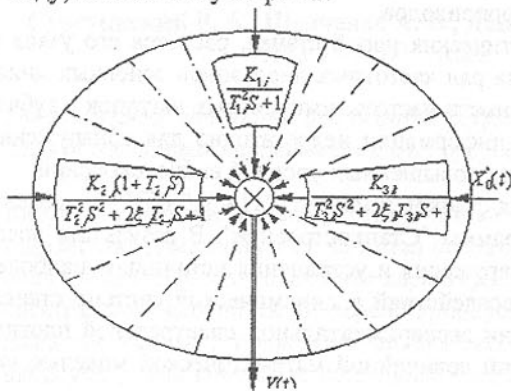


Рис.2. Структура динамической системы станка.

Использование предложенной математической модели дало возможность обнаружить и устранить источники возмущающих воздействий в динамической системе станка КА-280 (аналог станка 16К20).

Установлено, что наиболее интенсивными источниками вибрационных нагрузок являются группа реверса и группа перебора. Для снижения уровня вибраций и шума рекомендова-

но откорректировать кинематическую схему привода главного движения с целью снижения влияния кинематических пар, генерирующих колебания с резонансными частотами, улучшить демпфирующую способность базовых узлов и приводов станка, создать натяг в группах реверса и перебора, которые в основном находятся в ненагруженном состоянии, повысить качество изготовления и использовать специальные конструкции зубчатых колес.

РЕЗОНАНСНАЯ ПЕРЕДАЧА ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОМ ИМПУЛЬСНО-ВОЛНОВОМ ТРАНСФОРМАТОРЕ

Терентьев О.М., Выговский В.М. (НТУУ "КПИ", г. Киев, Украина)

Is Worked up a mathematical absorption intensity model by processed environment of power stream of mechanical impulsively-wave transformer, by distinctive peculiarity to which a selection possibility is of geometrical emitter dimensions for guaranteeing of resonance energy transmission routines, establishment of quantitative radiation intensity accordance of external source, energy absorption intensity by processed environment.

Для восстановления скважин и повышения производительности продуктивного пласта проводят периодическую обработку его коллектора. Одним из способов обработки является повышение проницаемости призабойной зоны и очистка внутренней поверхности насосно-компрессорных труб скважины от асфальто-смолисто-парафинистых отложений (АСПО). Актуальной становится задача передачи энергии от первичного источника с максимальной интенсивностью ее поглощения призабойной зоной пласта и АСПО. Для ее решения используется механический импульсно-волновой трансформатор (ИВТ). Он реализует импульсно-волновую обработку скважины передачей энергии от первичного источника, которым может быть гидропневмомолот с ударником, через плунжер-излучатель (ПИ) и столб жидкости в скважине, вмещающим породам коллектора продуктивного пласта. Очистка от АСПО и повышение производительности обеспечивается их нагружением энергетическими потоками инерционных и волновых колебаний с возможностью их перераспределения. Отличительной особенностью такого устройства является трансформация низкочастотных колебаний ударника в высокочастотные колебания плунжера-излучателя и передача их энергии на субрезонансных частотах. При этом учитывается собственная частота взаимодействующих элементов, которая является функцией их длин и свойств материала, из которого они изготовлены.

Энергия ударника через ПИ передается части столба жидкости, находящегося в контакте с ПИ. Ударник, ПИ и столб жидкости имеют цилиндрическую форму. Передача энергии от ударника столбу жидкости с малыми потерями происходит при равенстве собственных частот колебаний взаимодействующих элементов. Важным фактором при этом становится соответствие интенсивности излучения энергии ИВТ ее поглощению критической массой столба жидкости. Брейтом и Вигнером установлена взаимосвязь между интенсивностью излучения и поглощения энергии [1]. Для ИВТ соответствие достигается приближением собственных частот взаимодействующих элементов ИВТ и временем их соударения. Интенсивность излучения определяется энергией, переданной ПИ от ударника за единицу времени на единицу площади. Энергия ПИ является функцией его геометрических размеров и скорости движения, полученной в результате соударения с ударником. Скорость движения ПИ: $v_2 = 2S_1 v_0 \omega_2 / (S_1 \omega_2 + S_2 \omega_1)$ м/с, где $S_1=0.00636$, $S_2=0.00453$ -площадь поперечного сечения соответственно ударника и ПИ, м², $v_0=9.02$ -скорость ударника, м/с, $\omega_1 = \pi a / l_1$, $\omega_2 = \pi a / l$ - соответственно собственная частота ударника и ПИ [2] при их длине l_1 и l . Время передачи энергии от ударника через ПИ критической массе жидкости определяется соотношением $t = \pi \sqrt{\rho a S_1 S_2 / c (S_1 \omega_2 + S_2 \omega_1)}$, с, где $\rho=8000$ -плотность материала ударника и ПИ, кг/м³, $a=5000$ -скорость звука в материале ударника и ПИ [3], c -торцевая жесткость:

$$c = 0.865 \left(\frac{\rho a S_1 S_2}{S_1 \omega_2 + S_2 \omega_1} \right)^{0.2} \left[\frac{2\sqrt{R_1 E}}{3(1-\mu^2)} \right]^{0.8} v_0^{0.4}, \text{ Н/м}$$

где $E=200$ -модуль упругости материала ударника и ПИ, ГПа, $\mu=0.3$ - коэффициент Пуассона материала ударника и ПИ, $R_1=0.05$ -радиус торцевой части ударника, м. Применительно к ИВТ интенсивность поглощения энергии критической массой столба жидкости $I(\omega)$ для ПИ стержневого типа длиной l_2 имеет вид:

$$I(\omega) = 0.5 \rho_0 a_0^2 v_2^2 \frac{c l_2^2 (S_1 \omega_2 + S_2 \omega_1)}{(\pi^2 a^2 - 2\pi a \omega_0 l_2 + \omega_0^2 l_2^2) 4\pi^2 \rho a S_1 S_2 + c l_2^2 (S_1 \omega_2 + S_2 \omega_1)}$$

где $\rho_0=1000$ - плотность жидкости в скважине, кг/м³ [3], $a_0=1414$ -скорость звука в жидкости, м/с, [3] ω_0 -собственная частота колебаний части столба жидкости в скважине, Гц.

Графические зависимости интенсивности поглощения энергии ИВТ

столбом жидкости представлена на рисунке 1. Они имеют колоколообразную форму с ярковыраженным пиком на длинах ударника 0.55 м, 0.57 м, 0.59 м, 0.6 м. Интенсивность излучения энергии ПИ составляет соответственно $8.4 \cdot 10^{12}$ Вт/м², $1 \cdot 10^{13}$ Вт/м², $1.1 \cdot 10^{13}$ Вт/м², $1.25 \cdot 10^{13}$ Вт/м². Для соответствия интенсивности поглощения и излучения энергий при длине ударника 0.4 м необходимо применять плунжер-излучатель длиной 0.55 м. Это позволит получить интенсивность поглощения энергии критической массой $8.4 \cdot 10^{12}$ Вт/м².

Ударник, длиной 0.52 м требует увеличения длины ПИ до 0.57 м, что дает возможность повысить интенсивность поглощения энергии до $1 \cdot 10^{13}$ Вт/м². Использование ударника длиной 0.4 м снижает интенсивность поглощения до $3.78 \cdot 10^{12}$ Вт/м², то есть на 62.2%.

Интенсивность поглощения энергии повышается до $1.1 \cdot 10^{13}$ Вт/м² при установке ударника длиной 0.6 м. Длина ПИ должна составлять 0.59 м. Применение ударника с длиной 0.52 снижает интенсивность поглощения до $1.26 \cdot 10^{12}$ Вт/м².

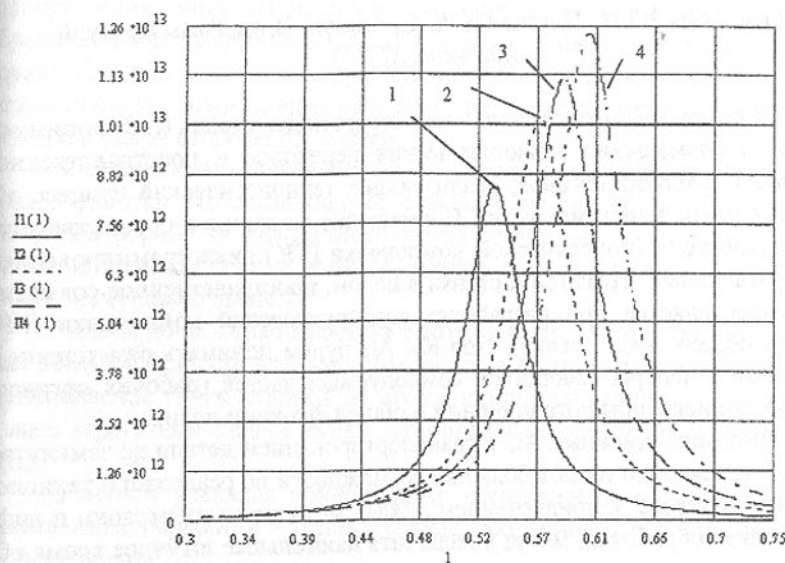


Рис.1 Зависимости интенсивности поглощения обрабатываемой средой энергетического потока ИВТ

1 - $I(l)$ при длине ударника $l=0.4$ м; 2 - $I(l)$ при длине ударника $l=0.52$ м; 3 - $I(l)$ при длине ударника $l=0.6$ м; 4 - $I(l)$ при длине ударника $l=0.7$ м.

Разработана математическая модель интенсивности поглощения обрабатываемой средой энергетического потока механического импульсно-волнового трансформатора, отличительной особенностью которой являет-

ся возможность выбора геометрических размеров излучателя для обеспечения резонансных режимов передачи энергии, установления количественного соответствия интенсивности излучения внешнего источника, интенсивности поглощения энергии обрабатываемой средой.

Список литературы: 1. Квантовая физика. Э. Вихман. Перевод с англ., Гл. редак. физ.-мат. лит-ры изд-ва "Наука", 1974. 2. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле/Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под. ред. Григолюка. - М.: Машиностроение, 1985. - 472 с. 3. Прикладная теория и расчеты ударных систем. Александров Е.В., Соколинский В.Б. Изд - во "Наука". 1969 г. стр.201.

ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ В СИСТЕМАХ С КОЛЬЦЕВЫМ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕМ ЗАГОТОВКИ

Тимофеев Ю.В., Пермяков А.А., Алехин В.А., Тянь Яо Хуэй
(Харьков, ХГПУ)

Под компоновкой специального агрегатного станка (АС) понимают временное совмещение технологических переходов и пространственное совмещение рабочих органов, реализующих технологический процесс обработки детали, в системе станка. Совмещение во времени осуществляется при разработке технологической компоновки (ТК) циклограммированием работы отдельных агрегатов и станка в целом, пространственное совмещение осуществляется при разработке конструкторской компоновки (КК) (чертежа общего вида станка). Под КК АС будем понимать размещение в пространстве пересекающихся компоновываемых частей (рабочих органов) при наличии некоторых ограничений и общей функции цели.

Многопозиционные АС с транспортированием детали по замкнутой круговой траектории имеют большие возможности по реализации технологического процесса с привлечением любых методов концентрации и дифференциации обработки, могут обеспечить наименьшее штучное время обработки, однако замкнутость траектории усложняет взаимную пространственную увязку узлов станка при их компоновке.

Задача снижения металлоемкости станка с круговой траекторией транспортирования детали может решаться путем уменьшения радиуса расположения нормализованных силовых узлов, что в конечном итоге ведет к уменьшению габарита несущей системы станка.

Для анализа компоновок многооперационных станков Врагов [1] ввел

понятие рабочего поля компоновки, которое определяет некоторую область пространства, в пределах которой происходит формообразование поверхностей и нагружение станка силами резания.

Для агрегатированного металлорежущего оборудования с транспортированием объекта обработки по замкнутой круговой траектории более применимым является понятие объема зоны обработки, который представляет собой область пространства, ограничиваемую радиусом поворотного делительного стола (или радиусом транспортной системы), вылетом приспособлений и максимальным радиусом расположения силового агрегата, зависящим от длины инструментальной оси.

В общем виде

$$V_{zo} = V_c \cap \sum_{j=1}^J \left(V_{dj} \cup \sum_{i=1}^I V_{nij} \right),$$

где V_c - объем зоны стола (транспортной системы) как область пространства, ограничиваемая площадью поворотного-делительного стола (в традиционных компоновках АС); V_d - объем зоны детали как область пространства, которую может занимать деталь в приспособлении наибольших размеров, обрабатываемая на данном агрегатном станке, примыкающая к месту установки; V_n - объем зоны инструмента как область пространства, которую может занимать совокупность режущих частей инструментов наибольшего размера с одной стороны обработки.

Особенностью обработки на АС является ограниченность объема зоны обработки. По сравнению со станками других групп удельная концентрация обработки $KO_{уд}$ (число технологических переходов, приходящихся на единицу объема зоны обработки и одну деталь) на агрегатном станке значительно выше.

Объем зоны обработки также может быть охарактеризован удельным объемом $V_{уд}$ (соотношение объема зоны обработки и объема станка). Сопоставление групп станков по этому показателю показало, что специальные агрегатные станки имеют наиболее жесткие пределы зоны обработки.

Высокая удельная концентрация обработки при малом удельном объеме зоны обработки - отличительная особенность специальных агрегатных станков.

Пространство, занимаемое АС, описывается объемом компоновки АС. Понятие объема компоновки весьма относительно. За объем компоновки АС примем объем составной геометрической фигуры, объединяющей все компоновываемые части АС. По принципу декомпозиции объем компоновки АС можно разбить на конечное число функциональных зон. Назовем функциональной зоной АС Z_k часть пространства в пределах которого

располагается стационарный рабочий орган или функционирует (перемещается) подвижный рабочий орган.

$$V_k = \sum_{k=1}^n V_k, k = \overline{1, n},$$

где n – число компокуемых частей АС.

Очевидно, минимизация объема компоковки АС, как один из путей снижения металлоемкости, должна выполняться минимизацией объемов функциональных зон за счет совершенствования конструкций рабочих органов, а также за счет поиска лучшего варианта совмещения (на основе структурной оптимизации) компокуемых частей в системе станка по геометрическому критерию компактности.

Поскольку обработка на АС ведется при неподвижной за время единичного цикла обработки детали, все движения формообразования сообщаются режущему инструменту, в качестве основных функциональных элементов АС среднего размера используются самодействующие силовые агрегаты с независимым командоаппаратом.

Силовой агрегат (СА) является сложным элементом, в который входят приводы главного движения, подачи и вспомогательных ходов с элементами настройки их параметров, а также различные навесные приспособления (многошпиндельные насадки, расточные приспособления, кондукторы и др.), предназначенные для расширения технологических возможностей СА и повышения степени концентрации операций. Конструктивно приводы главного движения и подачи можно выполнить в одном корпусе в виде самостоятельного узла (моноблочно), который в этом случае называется силовой головкой. Второй вариант конструктивного решения – раздельное исполнение (блочное): привод подачи в виде силового стола, а привод главного движения в виде шпиндельных коробок и бабок различного технологического назначения (сверлильных, фрезерных, расточных и т.п.). В СА используются различные источники энергии: электрические, пневматические, гидравлические. В последнем случае агрегат может быть самодействующим, а в структуре АС появляется дополнительный функциональный элемент – гидростанция СА.

К числу основных требований, предъявляемых к конструкции, компоновке и функциональным возможностям СА, отнесены следующие [2]:

- обеспечение требуемого закона скорости и перемещения режущего инструмента при полной автоматизации цикла работы;
- стабильность рабочей подачи при длительной работе и ее равномерность в течение цикла;
- соответствие установленной мощности максимальным режимам резания;

- высокая скорость вспомогательных перемещений, минимальные цикловые потери;
- минимально возможные размеры и металлоемкость, определяемые необходимой прочностью, жесткостью и виброустойчивостью;
- возможность компоковки на станке в различных положениях с максимально возможной компактностью размещения (укладки).

Создание новых конструкций и модернизация силовых агрегатов, отвечающих современным технологическим и эксплуатационным требованиям возможно при комплексном выполнении перечисленных требований на основе определенных при проектировании технологической и конструкторской компоновок АС исходных данных.

Одним из наиболее ответственных (обычно оригинальных) функциональных элементов АС является установочно-зажимное приспособление (УЗП), выполняющее функцию ориентации (базирования) детали в координатной системе станка относительно настроенных режущих инструментов и закрепления ее на время единичного цикла обработки. Разнообразие конструкций УЗП АС и сложность унификации обусловлена широкой номенклатурой обрабатываемых на АС деталей.

К числу основных требований, предъявляемых к конструкции и компоновке УЗП отнесены следующие:

- принятая схема базирования детали и схема механизма зажима должны обеспечивать минимальную погрешность установки, простоту загрузки-разгрузки, допускать многостороннюю обработку детали;
- минимально возможные размеры и металлоемкость, определяемые необходимой прочностью, жесткостью и виброустойчивостью;
- привод приспособления должен обеспечивать требуемое усилие закрепления, допускать компоновку в различных положениях с максимально возможной компактностью размещения.

В многопозиционных АС с кольцевым транспортированием заготовки УЗП закрепляют на рабочем органе транспортно-базировочного устройства. Конструктивно транспортно-базировочное устройство выполняется в виде автономного унифицированного узла, который в зависимости от формы траектории и ее расположения в пространстве называется многопозиционным барабаном (круговая траектория в вертикальной плоскости) или поворотной-делительным столом (движение в горизонтальной плоскости).

К числу основных требований, предъявляемых к конструкции и компоновке транспортно-базировочного устройства, отнесены следующие:

- обеспечение минимального времени поворота на требуемый угол (минимальные цикловые потери АС);
- обеспечение минимальной погрешности позиционирования;

- минимально возможные размеры и металлоемкость, определяемые необходимой прочностью, жесткостью и виброустойчивостью.

Принятые в качестве критериев оценки компоновок агрегатных станков (критериев компактности) удельный объем зоны обработки и удельная концентрация обработки определяют, во-первых, параметры технологического процесса обработки (уровень концентрации технологического воздействия на систему заготовок в цикле обработки), а во-вторых, потребительские параметры проектируемого станка (занимаемую площадь, металлоемкость, удобство обслуживания, удельные характеристики и т.п.).

Список литературы: 1. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков (основы компонентности).-М.: Машиностроение, 1978. - 208 с.; 2. Агрегатные станки средних и малых размеров/ Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан, М.С. Васерман, В.В. Громов; Под общ.ред. Ю.В. Тимофеева. - М: Машиностроение, 1985. - 248 с.

ВОДООХЛАЖДАЕМЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Тищенко П.И., Тимошенко С.Н., Зуйкова З.Г.
(ДонГТУ, ДонГУ, г. Донецк)

На машиностроительных заводах Украины находится в эксплуатации значительное количество дуговых печей, как правило, малой и средней вместимости (3-25т). Для повышения их технико-экономических показателей за счет снижения расхода огнеупоров целесообразно использование водоохлаждаемых элементов стен и свода.

Отличительной особенностью водоохлаждаемых элементов для печей машиностроения является использование принципов неплотной укладки труб и их тепловой защиты возобновляемым рабочим слоем гарнисажа с целью снижения потерь энергии. Конструктивные параметры водоохлаждаемых элементов рассчитаны на основе математической модели.

Основные положения математической модели.

Рассматривается стационарный теплообмен в системе рабочее пространство печи – водоохлаждаемая панель, покрытая слоем гарнисажа. Расчетная схема приведена на рис. 1. Стальной кожух печи 1 со стороны рабочего пространства закрыт неплотным рядом труб 2 диаметром d , установленных на расстоянии b от кожуха с интервалом между осями f . Падающий из рабочей зоны печи тепловой поток q . Теплоотвод обеспечивается водой с температурой T_w , циркулирующей в трубах. Свободной кон-

векцией от кожуха печи пренебрегаем. При эксплуатации печи на трубах и в межтрубном пространстве образуется гарнисаж 3.

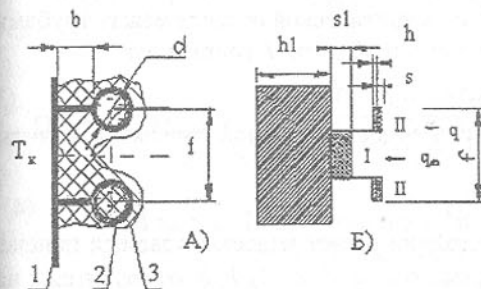


Рисунок 1- Схема водоохлаждаемой панели (А) и ее расчетная модель (Б).

Требуется рассчитать конструктивный параметр f , который при заданном параметре b обеспечит минимальные потери тепла с охлаждающей водой.

Элементарный участок теплообмена длиной f включает расчетные области I, II (рис.1). Рассматривается одномерная задача о прохождении

части потока тепла сквозь две бесконечные пластины к охлаждающей воде: гарнисаж и материал трубы (кожуха). Их толщины $y, h(h_1)$, коэффициенты теплопроводности λ_1, λ_2 , соответственно. Другая часть тепла переизлучается в печь.

В расчетной области II теплообмен описывается уравнением:

$$q - k\sigma T_0^4 - \frac{1}{(y/\lambda_1 + h/\lambda_2 + 1/\alpha)}(T_0 - T_w) = 0, \quad (1)$$

где σ - постоянная Стефана-Больцмана; k - отражательная способность поверхности гарнисажа, определяемая экспериментально; α - коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде.

Путем численного решения (1) рассчитывается температура рабочей поверхности гарнисажа T_0 и находится равновесная толщина гарнисажа $y=s$ из условия начала его плавления: $T_0=T_{пл}$. Тепловые потери с водой в расчетной области II составляют:

$$Q_2 = (q - k\sigma T_0^4)d \quad (2)$$

Для расчетной области I уравнение (1) справедливо со следующими модификациями:

- падающий тепловой поток экранируется трубами и оценка его величины равна: $q_m = qf/(2(b+d))$;
- длина теплопроводящей металлической "пластины" $h_1 = b + h + f/2$.

Минимальная толщина гарнисажа $y=s_1$ соответствует условию его плавления: $T_0=T_{пл}$, максимальная - условию полного зарастания межтрубного пространства: $y= b+d+s$. Возникают и два других ограничения для толщины гарнисажа:

- $2y \geq b$, что означает постоянство его присутствия в пространстве меж-

- ду кожухом и трубами как условие безопасной эксплуатации панелей;
- $T_k < 200^\circ\text{C}$, т.е. отсутствие перегрева кожуха выше допустимой по технике безопасности температуры в критической области между трубами. Тепловые потери с водой в расчетной области I составляют:

$$Q_1 = (q_m - k\sigma T_0^4)(f - d) \quad (3)$$

Удельный поток потерь тепла водоохлаждаемой панелью рассчитывается по уравнению:

$$q = (Q_1 + Q_2) / f \quad (4)$$

На основе приведенной методики расчет водоохлаждаемых панелей для конкретной печи (заданы параметры: $q, d, \lambda_1, \lambda_2, h, b, \alpha$) сводится к нахождению межтрубного расстояния f из условия минимизации потерь тепла с водой. Пример расчета приведен на рис.2 для условий: $b=116\text{мм}$, $d=73\text{мм}$, $h=10\text{мм}$, $\alpha=5000\text{Вт/м}^2\text{К}$, $\lambda_1=1,5\text{Вт/м К}$, $\lambda_2=40\text{Вт/м К}$.

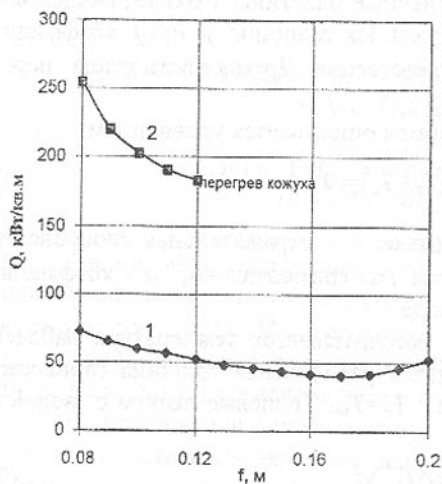


Рис. 2. Зависимость потерь тепла с водой (Q) от межтрубного интервала (f) 1- $q=300$ кВт/кв.м; 2- $q=500$ кВт/кв.м.

Водоохлаждаемые элементы свода. Разработана конструкция комбинированного свода (кирпич и водоохлаждаемые элементы), обеспечивающая минимальные потери энергии с охлаждающей водой (1,5-2%) при повышении стойкости свода не менее чем в 2 раза.

Разработки внедрены на 12-т дуговых печах завода "Серп и молот", г.Москва и 6-т дуговых печах Муромского стрелочного завода.

Низкие тепловые потери водоохлаждаемых элементов позволяют эффективно их использовать не только на крупных высокомошных ДСП, но и на дуговых печах малой и средней вместимости.

Водоохлаждаемые элементы стен устанавливаются в верхней части кожуха (выше 500мм от уровня расплава) печи со стороны рабочего пространства и заменяют огнеупорную футеровку в месте установки. Плановый срок эксплуатации их составляет не менее 2 лет. Потери энергии с охлаждающей водой не превышают 2,5% от существующего удельного расхода электроэнергии.

Водоохлаждаемые эле-

Дополнительных требований к качеству охлаждающей воды не предъявляется.

Срок окупаемости водоохлаждаемых элементов не превышает 0,7-1 год.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Ткачук Н.А., Устиненко А.В., Миклеушану В.Г.
(ХГПУ, г.Харьков, Украина)

The two-parametric gears are providing the regulation of the relative location of gears axes. The method of determination the gear teeth surfaces was developed.

Двухпараметрические передачи предусматривают возможность движения зубчатых колес с двумя независимыми кинематическими параметрами. Один из этих параметров обеспечивает передачу вращения между зубчатыми колесами, а второй — непрерывное или дискретное изменение относительного положения осей в пространстве.

Для исследования геометрии двухпараметрических передач необходимо получить описание боковых поверхностей зубьев. Рационально использовать для этого кинематический метод [1].

Рассмотрим взаимодействие звеньев двухпараметрического зацепления. Колеса 1 и 2 вращаются вокруг произвольно ориентированных в пространстве осей с передаточным отношением $i = \varphi_2 / \varphi_1 = \text{const}$, где φ_1, φ_2 — углы поворота колес 1 и 2. Кроме того, колесо 2 движется относительно колеса 1 по некоторому закону, определяемому параметром. Параметры и φ_i являются независимыми.

Радиус-векторы точек поверхностей звеньев $\vec{r}_k(x_k, y_k, z_k)$ в различных системах координат связаны следующим соотношением:

$$\vec{r}_i = M_{ij} \vec{r}_j, \quad (1)$$

где $\vec{r}_i, \vec{r}_j$ — столбчатые матрицы радиус-векторов $\vec{r}_i, \vec{r}_j$ одной и той же точки в системах координат S_i и S_j ; M_{ij} — матрица перехода от S_j к S_i .

При рассмотрении движения звеньев двухпараметрических передач удобно использовать следующие системы координат:

- системы координат S_1 и S_2 , связанные со звеньями 1 и 2;
- системы координат S_1^* и S_2^* , совпадающие с системами S_1 и S_2 в

начальный момент времени.

Тогда относительное движение звеньев при переходе от системы координат S_1 к S_2 описывается соотношениями:

$$r_2 = M_{21} \cdot r_1; \quad (2)$$

$$M_{21} = M_{22*} \cdot M_{21*} \cdot M_{1*1}, \quad (3)$$

где матрица $M_{21*} = M(\psi)$ описывает относительное движение звеньев, задаваемое параметром ψ ; матрицы $M_{1*1} = M(\varphi_1)$ и $M_{22*} = M(\varphi_2)$ описывают повороты звеньев 1, 2 вокруг своих осей вращения.

В дальнейшем, записывая уравнение поверхности звена 1 через параметры α_1 и ϑ_1

$$\bar{r}_1 = \bar{r}_1(\alpha_1, \vartheta_1), \quad (4)$$

и используя матрицу M_{21} , радиус-вектор точки поверхности в системе S_2 определим уравнением

$$\bar{r}_2 = \bar{r}_2(\alpha_1, \vartheta_1, \varphi, \psi). \quad (5)$$

Поверхность зуба $\Sigma_{\varphi, \psi}$ звена 1 в системе S_2 определится уравнением (5), если параметрам φ и ψ придать фиксированные значения. Чтобы поверхность $\Sigma_{\varphi, \psi}$ и огибающая семейства (5) имели общую касательную плоскость, необходимо выполнение следующих условий кинематического метода

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \varphi_1} \cdot \left(\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \alpha_1} \times \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \vartheta_1} \right) &= \bar{v}_2^{(12, \varphi)} \cdot \bar{n}_2 = \bar{v}_2^{(21, \varphi)} \cdot \bar{n}_2 = 0; \\ \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \psi} \cdot \left(\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \alpha_1} \times \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \vartheta_1} \right) &= \bar{v}_2^{(12, \psi)} \cdot \bar{n}_2 = \bar{v}_2^{(21, \psi)} \cdot \bar{n}_2 = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\bar{v}_2^{(12, \varphi)}, \bar{v}_2^{(21, \varphi)}$ – скорость движения звена 1 относительно звена 2 и звена 2 относительно звена 1 при фиксированном значении параметра движения φ ; $\bar{v}_2^{(12, \psi)}, \bar{v}_2^{(21, \psi)}$ – соответствующие относительные скорости движения звеньев при фиксированном значении параметра ψ ; $\bar{n}_2$ – вектор нормали к поверхности $\Sigma_{\varphi, \psi}$ в системе координат S_2 .

Уравнения (6) остаются справедливыми, если вектор нормали и вектор скорости относительного движения рассматривать в системе S_1 . Тогда

$$\bar{v}_1^{(12, \varphi)} \cdot \bar{n}_1 = \bar{v}_1^{(21, \varphi)} \cdot \bar{n}_1 = 0; \quad \bar{v}_1^{(12, \psi)} \cdot \bar{n}_1 = \bar{v}_1^{(21, \psi)} \cdot \bar{n}_1 = 0. \quad (7)$$

Выразив в уравнениях (7) $\bar{v}_1^{(12, \varphi)}$ и $\bar{v}_1^{(12, \psi)}$ через параметры поверхности α_1, ϑ_1 и параметры движения φ_1, ψ , а $\bar{n}_1$ через α_1, ϑ_1 , получаем систему двух нелинейных уравнений

$$\begin{cases} f_1(\alpha, \vartheta, \varphi_1, \psi) = 0; \\ f_2(\alpha, \vartheta, \varphi_1, \psi) = 0; \end{cases} \quad (8)$$

для решения которой необходимо привлечение численных методов.

Воспользуемся методом Ньютона [2], позволяющим достаточно просто получить реализацию на ЭВМ. Пусть разыскивается точка сопряжения звеньев передачи, определяемая параметрами α и ϑ при заданных φ_1 и ψ . В качестве начального приближения выбирается вектор

$$\mathbf{v}^{(0)} = \{\alpha^{(0)}, \vartheta^{(0)}\}^T. \quad (9)$$

Для определения $\mathbf{v} = \{\alpha, \vartheta\}^T$ осуществляется итерационный процесс

$$\alpha^{(k+1)} = \alpha^{(k)} + \Delta \alpha^{(k)}, \quad \vartheta^{(k+1)} = \vartheta^{(k)} + \Delta \vartheta^{(k)}, \quad (10)$$

где

$$\begin{aligned} \Delta \alpha^{(k)} &= \frac{1}{J} \left(-f_1^{(k)} \cdot \left(\frac{\partial f_2}{\partial \vartheta} \right)^{(k)} + f_2^{(k)} \cdot \left(\frac{\partial f_1}{\partial \vartheta} \right)^{(k)} \right); \\ \Delta \vartheta^{(k)} &= \frac{1}{J} \left(f_1^{(k)} \cdot \left(\frac{\partial f_2}{\partial \alpha} \right)^{(k)} - f_2^{(k)} \cdot \left(\frac{\partial f_1}{\partial \alpha} \right)^{(k)} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

В зависимостях (11) J – якобиан системы.

Итерационный процесс прекращается при выполнении требований

$$|\Delta \alpha^{(k)}| \leq \Delta \alpha_{\min}; \quad |\Delta \vartheta^{(k)}| \leq \Delta \vartheta_{\min}, \quad (12)$$

где параметры $\Delta \alpha_{\min}, \Delta \vartheta_{\min}$ определяют требуемую точность.

Таким образом, алгоритм численного решения системы разрешающих уравнений сводится к следующим этапам:

- 1) задание значений параметров движения φ_1 и ψ ;
- 2) определение начального приближения $\{\alpha^{(0)}, \vartheta^{(0)}\}^T$;
- 3) осуществление итерационного уточнения решения системы (8);
- 4) вычисление по известным соотношениям $\bar{r}_1$ и $\bar{r}_2$;
- 5) задание новых значений φ_1, ψ и повторение пунктов 2)...4).

В результате решения задачи искомые поверхности будут представлены в виде систем сопряженных точек.

Предложенный алгоритм был применен для исследования геометрии двухпараметрических передач.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. –

М.: Наука, 1968. – 584 с. 2. Трауб Дж. Итерационные методы решения уравнений: Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 264 с.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ МЕХАНООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ ПРИ СНИЖЕНИИ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Фарадж Али (АО «Буран», г. Донецк, Украина)

Проблеме контроля и обеспечения качества электроэнергии, как показано в работе [А], в последние годы уделяется большое внимание. И это не случайно. Несоответствие нормируемых показателей качества ведет к материальному ущербу на предприятиях, оснащаемых все более тонкой и совершенной технологией с высокой степенью автоматизации производственных процессов. С другой стороны, ухудшение качества электроэнергии сопровождается, как правило, ухудшением экономичности режима - увеличением потерь мощности и энергии в электрической сети и снижением ее пропускной способности, снижению точности обработки деталей на станках и их качественных показателей, в частности, чистоты обработки.

Поэтому данная работа, посвященная исследованию современных концепций защиты станков при снижении качества электроэнергии питания, является актуальной.

Причинами снижения качества электроэнергии являются несимметрия, неуровновешенность и нелинейность нагрузки, что проявляется в несинусоидальности формы кривой нагрузочного тока. В качестве универсального критерия оценки качества, характеризующего уровень потерь мощности и энергии в электрической сети, в работе [1] предлагается действительный коэффициент мощности. Выбор параметров и показателей, пригодных для оценки искаженных режимов потребления, производится с учетом возможности организации измерений этих величин существующими измерительными приборами или в перспективе - с использованием средств вычислительной техники. Содержащиеся в книге [1] предложения автора, безусловно, заслуживают внимания. В то же время принимаемое автором допущение, что трехфазная система напряжений остается симметричной и синусоидальной при искажающей нагрузке, справедливо только в питающих распределительных сетях большой пропускной способности, когда мощность данного несимметричного и нелинейного потребителя мала по сравнению с суммарной мощностью нагрузки. Автор недостаточно четко обосновал в какой мере полученные при этом допущении уравнения применимы и для условий более слабых сетей и каковы при этом возмож-

ные значения погрешности.

В работе [2] проанализированы методы расчета высших гармоник в электрических сетях. Уточнены частотные характеристики активного сопротивления элементов электрической сети, что позволило автору не только рассчитать потери активной мощности, но и оценить влияние несинусоидальных режимов на работу элементов электрической сети: трансформаторов кабелей, конденсаторных батарей. Приведены выражения, позволяющие оценить перегрузку электрооборудования при наличии несинусоидальности. Автор справедливо отмечает, что несмотря на значительные исследования по проблемам качества электрической энергии, ряд вопросов, связанных с расчетом несинусоидальности напряжения, а также с влиянием несинусоидальности на работу электрооборудования, остаются нерешенными.

В работе [3] анализируются источники высших гармоник, основными из которых на металлургических заводах являются тиристорные преобразователи, мощность которых составляет 80-90% мощности всего электрооборудования.

К источником нелинейности высокого уровня автор работы [3] справедливо относит электродуговые сталеплавильные и руднотермические печи и отмечает, что несинусоидальные режимы неблагоприятно сказываются на работе силового электрооборудования, систем релейной защиты, автоматики, телемеханики и связи. Экономический ущерб от воздействия высоких гармоник обусловлен сокращением надежности и срока службы электрооборудования, а также, что совпадает с нашими исследованиями, ухудшением качества и уменьшением количества выпускаемой продукции. Основной круг вопросов, рассматриваемых в [3], является весьма актуальным и сводится к оценке влияния гармоник на электроустановки и возникающий при этом ущерб; количественной оценке высших гармоник тока, генерируемых различными нелинейными нагрузками; прогнозированию значений гармоник тока и напряжения в электрических сетях и снижению уровней высших гармоник.

При работе синхронных и асинхронных двигателей в условиях несинусоидальных напряжений возникают добавочные потери мощности, обусловленные высшими временными гармониками тока в обмотках и стали статора и ротора. Как показано в [3], суммарные потери имеют наибольшее значение на частотах низкого порядка, в первую очередь второго и третьего и определяются по формуле $\Delta P_{Dv} = 3I_v^2(R_{CTv} + R_{POv})$, где v - номер гармоники, R_{CTv} и R_{POv} - соответственно активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора на частоте v -й гармоники. При этом автор работы [3] указывает, что при работе асин-

хронного электродвигателя в условиях несинусоидального напряжения несколько снижается его коэффициент мощности и вращающий момент на валу, однако в условиях промышленных предприятий влияние высших гармоник на коэффициент мощности можно не учитывать. Следует отметить, что высшие гармоники оказывают заметное влияние на возникновение и протекание ионизационных процессов в изоляции электрических машин и трансформаторов и в этом смысле их учет необходим.

Работ в области несимметричного нагружения фаз трехфазной цепи значительно меньше, чем в области нелинейных искажений и порождаемых ими высших гармоник. Из известных работ следует отметить новый подход к моделированию работы многостержневых трехфазных трансформаторов в периодических режимах, позволяющий учитывать нелинейность и асимметричность характеристик намагничивания, а также взаимное влияние фаз и гармоник [4]. Для учета характеристик намагничивания каждая магнитная цепь трансформатора представлена в виде кусочно-линейной аппроксимации с использованием обобщенной системы координат в гармоничной области. Линеаризованные компоненты магнитной цепи трансформатора объединены в гармоничный эквивалент, который может быть введен в схему замещения сети для расчета потокораспределения. Применение новой модели иллюстрировано численным примером для реальной схемы электрической сети. Показано, в частности, что характер гармонических искажений в случае использования групп из однофазных трансформаторов и многостержневых трехфазных трансформаторов существенно различен. (Заметим, что ранее считалось возможным замена трехфазных цепей эквивалентной однофазной в том числе для учета гармонических искажений). Установлено также, что пренебрежение высшими гармониками тока намагничивания может привести к существенным погрешностям при определении формы кривой напряжения.

Вопросам повышения точности расчетов динамической устойчивости энергосистем при отклонении нагрузки от номинальной посвящена работа [5], в которой отмечается, что влияние нагрузки на колебания напряжения установлено сравнительно давно, однако реальные характеристики нагрузки до сих пор не выяснены из-за трудностей связанных с экспериментом в действующей электрической сети. Поэтому представляют интерес результаты исследований по определению характеристик нагрузки на основе данных автоматической регистрации реакции нагрузки на отклонение от нормального режима работы энергосистемы (например, в случае поражения линий электропередач молнией). Собрана и обработана специальная статистика подобных данных, накапливаемых в масштабе страны, по результатам которой строятся модели, связывающие колебания в сети и в нагрузке. Исследованы различные статистические и детерминированные

методики и предложена наиболее рациональная методика обработки данных.

Это одна из немногочисленных работ, посвященная исследованию влияния аварийной ситуации в энергосистеме на динамику и устойчивость работы системы в целом.

В работе [6] представлены соображения о переходных процессах при измерении величин, характеризующих релейную защиту в цепях электропитания. Переходные процессы возникают вследствие ступенчатых изменений тока и напряжения защищаемого объекта. Характер оценок измерения зависит от используемого алгоритма, периодичности сканирования, области изменения данных. Автор не приводит частотный спектр исследуемого сигнала и частоту опроса по разработанному алгоритму. Согласно теореме Котельникова частота опроса должна быть минимум в два раза выше частоты исследуемого сигнала тогда характер оценок не будет и не должен зависеть от используемого алгоритма.

Интересной, на наш взгляд, в этом направлении является работа [7], в которой изложен новый способ и устройство его реализующее для повышения качества энергии. Автор анализирует современные концепции решения этой проблемы и выделяет, как наиболее распространенные, методы, основанные на применении статических конденсаторов в электрических сетях промышленных предприятий (особенно металлургических заводов с существенно нелинейными электрическими нагрузками), настроенных фильтров, синхронных конденсаторов и отмечает, что универсального решения для всех схем электропитания нет. Предлагаемое конкретное решение, основанное на понижении коэффициента мощности, позволяет отказаться от компенсирующих дорогостоящих конденсаторов с переменной емкостью для исключения резонансных явлений, а также от установки настроенных фильтров, синхронных компенсаторов и др. Приводятся сопоставительные характеристики, показывающие преимущества нового способа повышения качества электроэнергии, однако суть предложения не раскрывается, поэтому трудно его оценить по существу и применить в отечественном производстве.

Глубокие теоретические исследования по анализу и синтезу алгоритмов цифровых защит при снижении качества энергии отражены в работе [8]. Последовательно рассмотрены вопросы цифрового измерения параметров контролируемых релейных защит, проведена их классификация в зависимости от моделей наблюдаемого процесса и помех. При этом рассмотрены модели с параллельной и последовательной структурами, а параметры этих моделей могут быть определены с использованием детерминированных или вероятностных характеристик. Измерения, выполняемые релейными защитами, рассматриваются как процедуры оценки парамет-

ров, значения которых являются основой принятия решения. Алгоритмы базируются на методе наименьших квадратов. В зависимости от принятой модели процесса они имеют рекурсивную или нерекурсивную структуру. Показано, что большинство известных алгоритмов можно свести к таким именным видам. Представлена идея синтеза и анализа процедур нерекурсивной оценки, которая позволяет представить в сжатом матричном виде большую совокупность алгоритмов. Это дает возможность непосредственно определить параметры и получить оценку измерительных ошибок в виде дисперсии при использовании разработанных алгоритмов. Основные контролируемые параметры релейных защит определяются посредством ортогональных составляющих тока и/или напряжения. В работе представлен общий подход к синтезу и анализу фильтров ортогональных составляющих, именуемых комплексными фильтрами.

Проанализировано для этой цели преобразование сигналов методами рекурсивной и нерекурсивной фильтрации, задержки, дифференцирования, а также фильтра Калмана. Показано, что основные частотные и динамические свойства анализируемых алгоритмов могут быть описаны с помощью характеристик комплексных фильтров. Представлен алгоритм синтеза пары нерекурсивных фильтров, основанных на модели переменных состояний. Проанализированы вызванные помехами ошибки алгоритмов, проявляющихся в виде отклонения частоты или фазы сигнала, а также наличия периодических и аperiodических составляющих. Предложен эффективный алгоритм подавления аperiodических составляющих, использующий адаптационный принцип цифровой фильтрации. Представлен способ анализа установившихся и переходных ошибок рассматриваемых алгоритмов. Проведена также оценка влияния ошибок наложения и квантования сигналов на точность измерения параметров контролируемых цифровых релейных защит.

Столь многогранная работа, к сожалению, не содержит информацию о практической реализации этих алгоритмов в промышленности. Это важно тем более, что адаптивные фильтры получили второе дыхание после выхода в свет работ акад. Я.З. Цыпкина и его учеников [9].

К работе [8] примыкает работа [10], в которой предложен алгоритм управления для вычисления эффективных значений симметричных составляющих в трехфазных системах токов и напряжений. Алгоритм прост и может быть реализован на самых простых микропроцессорных устройствах типа однокристальных ЭВМ. Предложенный алгоритм можно использовать для расчетов защитных устройств элементов электроэнергетических систем, а именно в защитных реле от асимметричной нагрузки синхронных и асинхронных машин.

Аналогичные по своей направленности вопросы рассмотрены в ра-

боте [11], в которой показано, что авторегрессионный анализ и лежащие в его основе параметрические модели родственны задачам цифровой обработки напряжения и тока электрической сети. Производящее уравнение как параметрическая модель электрической величины отличается от модели произвольного стохастического процесса присутствием неизвестной детерминированной правой части. Задача оценивания установившейся слагаемой переходного процесса сводится к синтезу производящего уравнения и определению его частного решения. Средством повышения точности параметрических моделей служит введение двух дискретных параметров времени (крупного и мелкого), а также применение при синтезе моделей корреляций с произвольным сдвигом.

В работе [12] приведены результаты эксплуатации регистрирующего устройства на базе микропроцессора для записи временных зависимостей напряжений и токов при включении и отключении оборудования. Заслуживает внимание оригинальность метода анализа естественных перегрузочных режимов при запуске и торможении электроприводов, что позволило без дополнительных энергетических затрат, связанных с экспериментами по перегрузке, существенно повысить точность уставок РЗ. Эксперимента проведены для вентиляторного короткозамкнутого асинхронного двигателя 900 кВт, 6,6 кВ, для распределительного трансформатора 800 кВт*А, 6,6 кВ/415 В и для короткозамкнутого двигателя для привода мельницы 320 кВт, 6,6 кВ.

Близкое к нашим разработкам является запатентованное устройство управления выключателем в случае обрыва нейтрального провода [13], предназначенное для управления коммутационным аппаратом питающей электрической сети, содержащее нейтральный провод и, по крайней мере, один фазный провод, включающий в себя схему выпрямления напряжения фазного провода для получения напряжения отсчета, схему сравнения этих напряжений и цепь отключения коммутационного аппарата, если напряжение нейтрального провода больше напряжения отсчета, что может произойти при обрыве нейтрального провода. Данное устройство представляет частный вид защиты и для его применения для защиты потребителей от асимметричной и нелинейной нагрузки оно требует дополнительных исследований и доработки, что было сделано на заводе "Буран" в рамках данной работы.

В работе [14] рассматривается устройство защиты от пропадания одной фазы питающей сети и превышения температурой корпуса двигателя допустимого значения. Устройство содержит датчик фазных токов, датчик температуры, узел включения исполняющего устройства. Устройство работает следующим образом. При нормальных условиях работы двигателя токи всех фаз и температура корпуса находятся в допустимых пределах,

выходные сопротивления датчиков минимальны, схема узла включения исполняющего устройства подключает последнее к обмотке двигателя, вследствие чего обмотка контактора оказывается под напряжением. Контактор замыкается и подключает двигатель к сети. При отклонении условий от номинальных (обрыв фазы, перегрев двигателя) выходное сопротивление одного из датчиков возрастает, схема узла включения отключает исполняющее устройство от обмотки контактора, вследствие чего на обмотку контактора не подается напряжение. Контактор размыкается и отключает двигатель от сети. В этом устройстве учитывают два параметра - электрический и тепловой. Как известно, тепловой параметр является в определенной степени интегральной оценкой работы электродвигателя и является более инерционным чем его электрические параметры - токи, напряжения и т.п., поэтому данное устройство обладает ограниченной областью применения, а именно в тех условиях, где не требуется быстрая реакция на отключение системы в случаях, связанных с появлением высших гармоник и асимметричных нагрузок.

Американскими учеными и конструкторами разработан компенсатор колебаний и высших гармоник напряжения в питающей системе [15], которая снабжает электроэнергией потребителей с резкими изменениями тока нагрузки и нелинейными искажениями. Устройство содержит преобразователь с автоматической коммутацией и фильтр высших гармоник, включенные параллельно нагрузке, первую вычислительную схему, которая рассчитывает по току нагрузки и напряжению системы потребляемую реактивную мощность и генерирует ток основной гармоники и команды для компенсации реактивной мощности. Устройство содержит также вторую вычислительную схему, которая выпрямляет ток высших гармоник, поступающий в питающую систему и генерирует команды для подавления тока высших гармоник. Кроме того, устройство содержит сумматор, который складывает ток основной гармоники, команды и ток высокой гармоники и по результату анализа посылает команды на преобразователь с автоматической коммутацией и цепь управления, в которую поступает управляющая команда для управления преобразователем в режиме автоматической коммутации.

В работе [16] приведены результаты исследований влияния на колебания напряжения питающей сети электроприемников с резко переменным режимом работы, сопровождающимся толчками активной и реактивной мощности (например, дуговые сталеплавильные печи, приводы реверсивных прокатных станов, сварочные аппараты, тиристорные преобразователи, магнитные усилители, газоразрядные лампы, силовые трансформаторы, генерирующие в основном нечетные гармоники канонических порядков (соответствующие числу пульсаций выпрямленного тока)). Высокий уро-

вень высших гармоник оказывает вредное воздействие на качество и надежность работы электроприемников и сетей электроснабжения, возрастает потребление реактивной мощности за счет мощности искажений, увеличиваются потери в сети и в электроприемниках, например, в двигателях, происходит ускоренное старение изоляции электрических машин и аппаратов, ограничивается применение батарей косинусных конденсаторов вследствие возможных резонансных явлений на высоких частотах или перегрузки батарей по току, снижается эффективность устройств компенсации емкостных токов замыкания на землю, так как большие остаточные тока высших гармоник способствуют переходу однофазных замыканий в между фазные, ухудшается качество работы систем сеточного и фазового управления вентилями и устройств автоматики, получающих питание от силовых цепей, увеличиваются погрешности измерений индукционных счетчиков электроэнергии, возникают телефонные и радиопомехи, нарушается работа устройств релейной защиты, ЭВМ и др.

Отмеченные последствия снижения качества электроэнергии охватывают широкий спектр энергетических устройств. Для предотвращения указанных последствий предлагается снижение толчков активной и, особенно, реактивной мощности; уменьшение сопротивления (в основном индуктивного) участков сети, питающих резкопеременную нагрузку; увеличение мощности короткого замыкания в точке подключения резкопеременной нагрузки; применение специальных устройств, например, подключение резкопеременных нагрузок на отдельный трансформатор, или на отдельные ветви расщепленных вторичных обмоток трансформаторов или двоярных реакторов, использование установок продольной компенсации, синхронных компенсаторов.

Ограничение уровня высших гармоник достигается за счет увеличения мощности короткого замыкания в месте подключения источников высших гармоник; увеличения фазности схемы выпрямления вентильных преобразователей; использования силовых фильтров из обычных токоограничивающих реакторов и конденсаторов; применения фильтрокомпенсирующих устройств заводского изготовления, включающих в себя реакторы с тиристорными регуляторами реактивной мощности и фильтры высших гармоник, которые обеспечивают быстродействующее плавное регулирование напряжения и фильтрацию токов высших гармоник.

Для симметрирования несимметричных нагрузок наиболее эффективным способом авторы работы [16] считают применение статических симметрирующих устройств, выполненных на основе конденсаторов, дросселей или их комбинаций. Предложены варианты их установки в линейных напряжения и по векторным диаграммам показаны результаты

симметрирования. Приведены интересные примеры симметрирования и расчеты эффективности повышения качества электроэнергии.

В Работе [17] дается оценка ущерба, обусловленного несимметрией напряжения. Характеризуя технологическую составляющую ущерба, авторы [17] отмечают, главным образом, уменьшение вращающего момента двигателей и соответствующего снижения производительности механизмов. Уменьшение полезного момента асинхронных двигателей обусловлено полем обратной последовательности и примерно равно квадрату коэффициента несимметрии напряжений и практически не превышает 0.3%. Уменьшение числа оборотов ротора асинхронных двигателей составляет еще меньшую величину, поэтому авторы считают возможным не учитывать влияние несимметрии напряжения на производительность механизмов с асинхронным электроприводом.

Противоположной точки зрения, совпадающей с нашей, придерживаются авторы работы [18]. Проанализировав влияние показателей качества электроэнергии на работу вращающихся машин, авторы этой работы указывают, что несимметрия и несинусоидальность напряжений являются наиболее серьезными факторами снижения эффективности работы асинхронных электроприводов. Наличие на зажимах вращающихся машин даже небольшой несимметрии напряжений вследствие низкого сопротивления обратной последовательности приводит к значительному увеличению потерь активной мощности, что в свою очередь вызывает дополнительный нагрев обмоток. Согласно исследованиям, срок службы асинхронных двигателей сокращается вдвое, при напряжении обратной последовательности, равном 4% от номинального, при этом увеличение потерь в двигателе достигает 50%.

Относительно влияния высших гармоник авторы работы [18] отмечают, что благодаря увеличению активного сопротивления токам высших гармоник действие последних аналогично несимметрии напряжений вызывает в асинхронных двигателях значительные потери активной мощности и увеличение температуры. Далее подчеркивается, что дополнительные потери от несимметрии и несинусоидальности напряжений в асинхронных двигателях не зависят от их нагрузки.

Противоречия в оценке влияния несимметрии и высших гармоник на вращающий момент электропривода в работах [17] и [18] обусловлено, по-видимому, мощностью электропривода и уровнем несимметрии, поэтому в общем случае такие оценки могут оказаться неправомерными.

Развитие силовой электроники и соответственно рост нелинейных потребителей обострили проблему обеспечения качества электроэнергии в аспекте нелинейных искажений токов и напряжений и общего ухудшения коэффициента мощности потребителей. Как указано в [19], традиционн

решение этой проблемы осуществлялось посредством применения пассивных фильтров и фильтрокомпенсирующих устройств. В то же время достижения силовой электроники в области создания нового поколения высокоэффективных, мощных, полностью управляемых приборов позволяет решать эту проблему методами активного управления реактивной мощностью, включая мощность искажения. В настоящее время в развитых странах появляется большой интерес к решению этих задач с помощью импульсного управления потоком электроэнергии на повышенной частоте. Опубликованные работы показывают перспективность используемых методов активной фильтрации в электроэнергетике.

Тенденция развития преобразовательной техники такова, что доля высших гармоник с каждым годом увеличивается, а пассивные фильтры и конденсаторные компенсаторы реактивной мощности придают систему склонность к самовозбуждению на частотах высших гармоник. Последствия резонансных явлений в L C цепочках общеизвестны - это перенапряжения и аварии в системах электроснабжения. Развитие современной базы силовой электроники и новых методов высокочастотной модуляции привели к созданию в 70-х годах нового класса устройств, улучшающих качество электроэнергии, - активных фильтров и методов управления [19].

Список литературы: 1. Дрехслер Р. Измерение и оценка качества электроэнергии при несимметричной и нелинейной нагрузке. - М.: Энергоиздат - 1985. - 112с. 2. Трофимов Г.Г. Качество электроэнергии и его влияние на работу промышленных предприятий. - Алма-Ата, -1986. -74с. 3. Жежеленко И.В. Высшие гармоники в системах электроснабжения промпредприятий. -М.: Энергоиздат, 1994. -266 с. 4. Medina A., Arriladga J. Generalized modelling of power transformers in the harmonic domain /IEEE Trans. Power. Deliv.-1992.- 7, № 3. - С. 1458-1461. (Univ. of Canterbury, Крайстчерч, Новая Зеландия). 5. Takenaka Kiyoshi Data processing for load dynamics by power fault monitoring. /Quart. Abstrs. / Cent. Res. Inst. Elec. Power Ind.-1992. - № 59.-С. 16-22. (Komae Res. Lab., Япония). 6. Szarfjan Janusz Dynamika pomiaru wielkosci kryterialnych: [Ref.], [Konf.] Symulacja cyfr. proces. dyn. i przewarazahia sygnalow celqw aufom. elektroenerq., Wroclaw, Ser. Konf.-1991.- № 31.- С. 3-12. (Энергетич. полит. ин-т, Вроцлав, Польша). 7. Pierre Conrad Harmonic control in steel mills. - Iron and Steel Eng. - 1992.- 69, № 7. - С. 25-28 (Power Technologies Inc., США). 8. Rosofowski Eugeniusz Analiza algorytmow cyfrowych zabezpieczen elektroenergetecznych.- Inst. energoelek. Pwrocl. Ser. Monogr.. - 1992, № 27.- С. 1-163/-(Пол.). 9. Цыпкин Я.З. Адаптация и обучение в автоматических системах. М.: Наука, 1968.-324с. 10. Миленко-Джюрич Б. Определение симметричных составляющих методом четырех выборок. Электричество.-

1992, № 9. - С. 50-51. 11. Лемец Ю.А. Арсентьев А.П., Антонов В.И. Параметрическая модель переходного процесса и ее применение. Электротехника. -1992, №8-9.- С. 51-56. 12. R. Ashokranjan, B. Ugrasen Analysis and accurate setting of protective relays by recording dynamic conditions of electrical equipment's. National Aluminium Co/ Ltd Orissa, Elec. India.-1991.- 31, №15.-С. 3-7. 13. Пат 2671240 Франция, МКИ Н 02 Н 3/14, 3/13. Устройство управления выключателем в случае обрыва нейтрального провода. // Dispositif de commande d'un disjoncteur en cas de rupture de la ligne neutre / Vanderbosse Pierre, Petry Gerard; Electricite de France. -№ 9016446; Заявл. 28.12.90; Оpubл. 3.7.92. 14. Мирталипов У., Ибрагимов Ф., Мирталипов М.М., Алиев А. Защита электродвигателя от перегрева.//Илимий - амалий конф. "Ешпарнинг фандаги ютуқларинишлаб чиқаришга", 21-24 апреля, 1992: Тезислари.- Ташкент, 1992.- С. 90. 15. Пат. 5077517 США, МКИ G 05 F 1/70/ Tanoue Yoshiron, Aoyama Fumio ; KK Toshiba .- № 622602 ; Заявл. 5.12.90 ; Оpubл. 31.12.91. 16. Овчаренко А.С., Розинский Д.И. Повышение эффективности электроснабжения промышленных предприятий.-К.: Техника, 1989.- 287 с. 17. Жежеленко И.В., Рабинович М.Л., Божко В.М. Качество электроэнергии на промышленных предприятиях. К.: Техніка, 1981. 160 с. 18. Шидловский А.К., Кузнецов В.Г., Николаенко В.Г. Экономический оценка последствий снижения качества электрической энергии в современных системах электроснабжения. 19. Розанов Ю.А. Современные методы улучшения качества электроэнергии (аналитический обзор). Электротехника. -1998, №3.- С. 10-17.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Филипович С.И. (ОГПУ, Одесса, Украина)

Transmission perfection is achieved by excluding of premature damages and saving of transmission quality characteristics during resource. This is achieved by way of improving of their quality (exactness, precision), probability of work without a hitch and decreasing of specific material capacity by the way of constructive and technological resources.

Повышение требований к техническим системам потребовало совершенствования их составляющих систем, в том числе зубчатых передач.

В зубчатых передачах различных назначений качество колес обычно находится в пределах $Q=4...8$; коэффициент полезного действия $\eta=0,95...0,98$; удельная материалоемкость $q=0,2...2,5$ кг/кВт, а вероят-

ность безотказной работы $P=80...99,9$ %. Отмеченные характеристики качества при неблагоприятных условиях эксплуатации приводных систем могут ухудшаться. Это обычно приводит к преждевременным отказам передач. Когда в процессе эксплуатации не удается сохранить все или отдельные характеристики, то их нужно восстанавливать при плановом ремонте передачи.

Пути совершенствования передач на стадии проектирования и ремонта можно установить из анализа преждевременных отказов или отбраковки их отдельных деталей и соединений [1]. Такой анализ показывает, что пока еще не исключены преждевременные отказы передач (в основном из-за повреждений зубьев – до 50...80 % от всех повреждений) в виде их усталостных и хрупких поломок (20...80 % от всех повреждений зубьев), усталостного выкрашивания (2...60 %), заедания (2...9 %), различных видов износа поверхностей (2...80 %) и прочих видов повреждений (чрезмерных пластических деформаций, попадания твердых предметов в зацепление, технологических трещин, прохождения электрического тока и пр.). Отмеченные виды повреждений нередко носили локальный характер (при неблагоприятном распределении нагрузки по контактным линиям).

Улучшение качества точности передачи Q (влияет на виброактивность привода) следует осуществлять с учетом опыта промышленности для передач различного назначения: скоростных, турбинных и судовых $Q \leq 5$, автомобильных и тракторных $4 \leq Q \leq 8$, общепромышленного применения $Q \geq 5$. При этом необходимо учитывать, что при неравномерном износе зубьев по высоте профиля точность зацепления снижается. Так по данным Х. -Ю. Плева в результате износа и увеличения погрешности профиля зуба качество низкоскоростной прямозубой цилиндрической передачи (при неблагоприятных условиях трения) изменился с 5 до 8...9. Поэтому в передачах с такими условиями работы значение Q следует назначать в пределах 8...9 или принять его равным 5, но изменить условия трения, например, за счет подбора смазочного материала.

Повышение КПД передачи можно достичь за счет улучшения шероховатости поверхностей зубьев и условий трения путем улучшения свойств смазочных материалов и обеспечения их стабильности в течение установленного ресурса. Особое внимание нужно уделять очистке и восстановлению свойств смазочных материалов (особенно в приводах, работающих в абразивосодержащих средах). При работе в условиях сухого трения (например, в вакууме) целесообразно применять твердые смазочные материалы или твердые антифрикционные покрытия, предусмотрев, при необходимости, их повторное нанесение на поверхности.

При снижении удельной материалоемкости передачи конструктивными и технологическими методами (использованием высокопрочных ма-

териалов, химико-термической обработки зубьев, обеспечением рационального распределения нагрузок и напряжений и пр.) необходимо учитывать, что с уменьшением размеров и удельной материалоемкости может ухудшиться отвод тепла из зацепления. Так, например, по данным Г. Винтера одноступенчатый цилиндрический редуктор для передачи мощности $N=1100$ кВт с передаточным числом $u=3$ и фрезерованными колесами из нормализованной стали имел межосевое расстояние $a_w=830$ мм, массу $m=8,5$ т и удельную материалоемкость $q=7,7$ кг/кВт, а из легированной стали с цементованными шлифованными зубьями — $a_w=390$ мм, $m=1,58$ т и $q=1,4$ кг/кВт (стоимость облегченного редуктора уменьшилась в два раза). Естественно, что отвод тепла через корпус в последнем случае ухудшился, и такой редуктор должен быть снабжен дополнительной системой охлаждения.

Для повышения эффективности усовершенствования передач зацеплением крайне важно усовершенствовать действующие методики и нормы расчета нагрузочной способности передач и, в первую очередь, зубчатых колес. При этом нужно учитывать, что разработка новых стандартов длительный и дорогостоящий процесс. Поэтому целесообразно усовершенствовать действующие стандарты (в частности, ГОСТ 21354-87). При выполнении этой работы следует, по возможности, сблизить уточняемые нормы с действующим международным стандартом ISO 6336, отображающим мировой технический уровень и требования международного рынка к передачам, а также с региональным стандартом СТ СЭВ 5744-86, обобщающим производственный опыт ряда европейских стран: бывшего СССР, бывших ГДР и ЧССР (TGL 1050-89 и CSN 01 4686-88), Болгарии (БДС 17108-89), Венгрии, Польши и других стран, имеющих традиционный общий рынок сбыта.

Нормированным расчетом нагрузочной способности зубчатых передач необходимо исключить переход зубьев в предельные состояния по основным критериям повреждения [1,2]: появлению усталостных трещин на переходной поверхности при изгибе зубьев или на рабочей поверхности, вызывающих их выкрашивание или отслаивание; чрезмерным деформациями или поломкам зубьев при действии кратковременных максимальных нагрузок; заеданию или различным видам износа зубьев.

При уточнении методов расчета нагрузочной способности передач следует использовать прогрессивные апробированные методы оценки нагруженности зацеплений и их предельных состояний, базирующиеся на физически обоснованных расчетных схемах. Действующие стандарты следует дополнить методами расчетов зубьев на заедание и износ. До выполнения этой работы в них нужно привести ссылки на специальную литературу, по которой эти расчеты можно выполнить.

Снижение опасных напряжений в «слабых» местах зубьев можно достичь путем уменьшения концентрации напряжений на переходной поверхности зубьев и управления податливостью зацепления, а также местного упрочнения поверхностей зубьев в ослабленных местах.

Для исключения преждевременных отказов зубчатых колес необходимо на стадии проектирования обоснованно выбирать методику их расчета, исключая возникновение повреждения зубьев при наименьшем предельном вращающем моменте $T_{lim\ min}$ [2]. Если величина $T_{lim\ min}$ будет намного меньше остальных предельных моментов T_{lim} (по другим возможным видам повреждений зубьев), то до выполнения такого расчета следует повысить $T_{lim\ min}$ конструктивными и технологическими методами. Совершенствование зубчатых передач на стадии ремонта предусматривает обеспечение их дальнейшего ресурса не менее 80 % от ресурса новых передач.

Список литературы: 1. Филипович С.И. Учет предельных состояний зубьев при проектировании передач. — 14 с. — Деп. В ГНТБ Украины 01.12.1995, №2582-УК 95. 2. Заблонский К.И., Филипович С.И. К расчету зубчатых передач по предельным состояниям зубьев. — 19 с. — Деп. В ГНТБ Украины 01.12.1995, №2583-УК 95.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ДВУХКАНАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ БРОНЕОБМОТЧИКА

Чаусов А.А., Кузнецов Б.И., Соляник В.П., Кузнецова Т.Б., Седельникова Л.Г., Приходько А.В. (УИПА, г. Харьков, Украина)

Sensibility research of twochannel electric drive optimal regulators for winding machine type VA2-2/700 are place.

Качественное нанесение обмотки на кабели возможно лишь при оборудовании обмоточных машин регуляторами натяжения обмоточных лент. Однако, так как система регулирования натяжения обмоточной ленты создает дополнительные возмущения на приводной механизм, то радикальное повышение качества обмотки возможно лишь при использовании двухканальных систем автоматического регулирования скорости вращения приводного механизма и натяжения обмоточных лент. Математическая модель обмоточной машины как объекта управления двухканальной системы с учетом исполнительных электродвигателей приводного и тормозного ме-

ханизма приведена в [1]. Компонентами вектора состояния $\bar{x}(t)$ являются сила приводного механизма $F_n(t)$, скорость приводного механизма $V_n(t)$, скорость изменения $V_m(t)$ и сила $F_m(t)$ тормозного механизма, скорость $V(t)$ схода ленты с кружка и натяжение $S(t)$ обмоточной ленты

$$\bar{x}(t) = \{F_n(t), V_n(t), V_m(t), F_m(t), V(t), S(t)\}^T \quad (1)$$

Компонентами вектора управления $V(t)$ являются напряжения $u_1(t)$, $u_2(t)$ на входах двигателей приводного и тормозного механизмов

$$\bar{u}(t) = \{u_1(t), u_2(t)\}^T \quad (2)$$

Тогда уравнение состояния обмоточной машины может быть записано в стандартной форме

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = A(t)\bar{x}(t) + B(t)\bar{u}(t) \quad (3)$$

где матрица состояния $A(t)$ и управления $B(t)$ существенно изменяются во времени. Изменение параметров связано с тем, что в ходе обмотки изменяется радиус кружка размотки $r(t)$, что вызывает также изменение момента инерции кружка с лентой. Для упрощения решения задачи синтеза рассмотрена квазистационарная модель обмоточной машины как объекта управления для трех радиусов кружка ленты - начального r_n , среднего r_{cp} и конечного r_k , так что фактически рассматривается математическая модель обмоточной машины как объекта управления для трех режимов работы

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = A_i \bar{x}(t) + B_i \bar{u}(t) \quad (4)$$

где индекс $i=1,2,3$ соответствует начальному, среднему и конечному радиусам размотки кружка ленты.

Для этих трех режимов работы $i=1,2,3$ решалась задача минимизации интегрального квадратичного критерия качества

$$J_i = \int_0^\infty \{\bar{x}^T(t) R_{1i} \bar{x}(t) + \bar{u}^T(t) R_{2i} \bar{u}(t)\} dt \quad (5)$$

в котором весовые матрицы R_{1i} , R_{2i} подбирались в соответствии с методикой [2]. Оптимальное управление для i -го режима работы по полному вектору состояния

$$\bar{u}(t) = -F_i(t) \bar{x}(t) \quad (6)$$

где

$$F_i(t) = R_{2i}^{-1}(t) B_i^T(t) P_i(t) \quad (7)$$

а матрица $P_i(t)$ является решением матричного дифференциального уравнения Риккати

$$-\frac{dP_i(t)}{dt} = R_{1i} - P_i(t) B_i R_{2i}^{-1} P_i(t) + P_i(t) A_i + A_i^T P_i(t) \quad (8)$$

Для реализации астатизма по вектору $y_3(t)$ задающего воздействия

$y_3(t) = \{V_{3n}(t), S_3(t)\}$ задача оптимального управления решалась для расширенной системы

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = \bar{A} \bar{x}(t) + \bar{B} \bar{u}(t) \quad (9)$$

где матрицы расширенной системы

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A \\ -C \end{bmatrix} \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} B \\ -D \end{bmatrix} \quad (10)$$

в которых матрицы C и D являются матрицами вектора выхода $\bar{y}(t) = C\bar{x}(t) + D\bar{u}(t)$, которой необходимо поддерживать на уровне заданного вектора $\bar{y}_3(t)$. Вектор состояния $\bar{x}(t)$ расширенной системы содержит вектор состояния $\bar{x}(t)$ исходной системы и вспомогательный вектор $\bar{z}(t)$ с уравнением состояния

$$\frac{d\bar{z}(t)}{dt} = \bar{y}_3(t) - \bar{y}(t) \quad (11)$$

Для восстановления непосредственно не измеряемых компонент вектора состояния исходной системы

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = A_i \bar{x}(t) + B_i \bar{u}(t) + \bar{W}_i(t) \quad (12)$$

по измеряемому вектору

$$\bar{y}(t) = C\bar{x}(t) + W_{2i}(t) \quad (13)$$

использован оптимальный наблюдатель в форме фильтра Калмана-Бьюси

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = A_i \bar{x}(t) + B_i \bar{u}(t) + K_i [\bar{y}_i(t) - C_i \bar{x}(t)] \quad (14)$$

где матрица коэффициентов усиления фильтра

$$K_i(t) = Q_i(t) C_i^T V_{2i}^{-1} \quad (15)$$

а матрица $Q_i(t)$ является решением уравнения Риккати

$$\frac{dQ_i(t)}{dt} = V_{1i} - Q_i(t) C_i^T V_{2i}^{-1} Q_i(t) + A_i Q_i(t) + Q_i(t) A_i^T \quad (16)$$

Исследованы переходные процессы в системе, замкнутой оптимальным регулятором через оптимальный наблюдатель. Анализ этих переходных процессов показал, что для трех рассматриваемых режимов работы системы, соответствующих начальному, среднему и конечному радиусам размотки кружка ленты переходные процессы достаточно близки друг к другу. Поэтому, в дальнейшем было проведено исследование переходных процессов в системе, замкнутой оптимальным регулятором через оптимальный наблюдатель, рассчитанные только для среднего радиуса размотки кружка ленты. При изменении параметров обмоточной машины, вызванных изменением радиуса кружка обмоточной ленты от начального до конечного, применение оптимальных регуляторов и оптимальных наблю-

дателей, рассчитанных для среднего радиуса кружка ленты, позволяет получать переходные процессы, удовлетворяющие предъявляемым требованиям к системе при сохранении астатизма по заданию на приводной и тормозной механизмы.

Список литературы: 1. Кузнецов Б.И., Новоселов Б.В., Чаусов А.А. Проектирование взаимосвязанных систем управления. Киев, Техника, 1992 - 232 с. 2. Чаусов А.А., Богаенко К.И., Соляник В.П. Математическая модель двухканального электропривода обмоточной машины. Вестник ХГПУ, Проблемы автоматизированного электропривода.

ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОЙ СТРУКТУРЫ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ЛАЗЕРНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

Чернета О. Г., Коробочка А. Н., Коржавин Ю. А.
(ДзГТУ Днепропетровск)

This technology could be used for heat treatment of the working surface of the laser - nitrogening and described the technological particulars of the preliminary nitrogened surface patterns allows to raise the resource of piston ring over 3-4 times in comparison with the common technology.

Лазерная поверхностная обработка материала основана на возможности лазерного излучения создавать на локальном участке поверхности высокие плотности теплового потока, необходимые для интенсивного нагрева и расплавления материала. При воздействии на поверхность металлов и сплавов лазерное излучение частично отражается от поверхности, а остальной поток излучения проникает в металл на ограниченную глубину. Энергия лазерного излучения практически полностью поглощается электронами в поверхностном слое толщиной $10^{-6} \dots 10^{-7}$ м. При этом резко повышается электронная температура, в то время как температура кристаллической решетки остается незначительной. При длительности лазерного воздействия $t = 10^{-3}$ с., то есть значительно превышающей время релаксации, успевает произойти передача энергии излучения «электронному газу» и ионам кристаллической решетки. При лазерном облучении в процессе нагрева и охлаждения в поверхностных микрообъемах происходят фазовые превращения. Методы лазерной термообработки аналогичны обычным методам термообработки сплавов. Для термоупрочнения локальный участок поверхности детали нагревают с помощью лазерного излучения до сверхкритических температур, а затем происходит резкое охлаждение за счет

быстрого теплоотвода во внутренние слои металла. Высокая скорость охлаждения приводит к образованию закалочных структур в сплавах.

При нагревании сплавов железа до точки A_c начинается превращение перлита в аустенит. Наиболее вероятным местом зарождения аустенита в перлитной стали является граница между ферритом и цементитом. После образования зародыша идет превращение феррита в аустенит, которое происходит в условиях медленного нагрева путем диффузионной перестройки объемно-центрированной кристаллической решетки в гранецентрированную, то есть идет полиморфное превращение и граница «аустенит-феррит» смещается к центру ферритной фазы [1]. Одновременно происходит растворение цементита и граница «аустенит-цементит» смещается к центру цементитной фазы. Процесс перестройки решетки сопровождается концентрационным перераспределением углерода за счет диффузии его в аустенит от границы с цементитом к границе с ферритом.

Для стали 45 после лазерного упрочнения на месте бывшего перлита образуется мартенсит, окруженный троститной оболочкой, которая образовалась на месте ферритной сетки. Изменения в кристаллической решетке могут происходить не только в сплавах с мартенситным превращением, но и в цветных сплавах [2]. Образующийся при этом мартенсит более дисперсный, чем при обыкновенной закалке. Так для стали У8 длина игл мартенсита после обыкновенной закалки составляет 7...10 мкм, а после лазерной - 2...3 мкм. И, как следствие, после лазерной закалки микротвердость сплавов выше, чем при обычной закалке (для сталей 1000...2000 МПа.)

Лазерная технология открывает широкие возможности повышения служебных характеристик деталей машин за счет термохимической обработки их рабочих поверхностей. Одним из наиболее перспективных направлений лазерного упрочнения поршневых колец является лазерное азотирование, которое имеет ряд преимуществ перед цементацией и борированием. Образующиеся при легировании железоуглеродистых сплавов нитриды ряда элементов наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к материалам и покрытиям поршневых колец. В структуре легированных зон сталей образуется азотистый мартенсит, остаточный аустенит и нитриды железа. Лазерное азотирование может применяться для увеличения твердости, износостойкости, теплостойкости (азотистый мартенсит сохраняется при нагреве до высоких температур), а также для коррозионной и эрозионной стойкости.

Первые работы по исследованию усталости имплантированных азотом металлов были выполнены группой специалистов Харвслла, которые обнаружили повышение долговечности имплантированных азотом образцов малоуглеродистой стали в 8...10 раз [3]. Азот в зоне имплантации

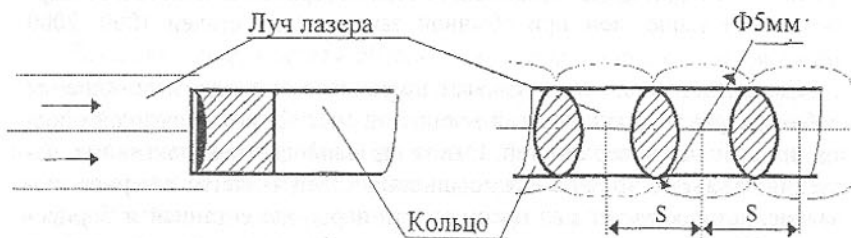
(-1000А) приводит к значительному росту радиационных дефектов, особенно, как показывают электронно-микроскопические наблюдения, таким нарушениям подвергается перлитная структура. В частности, перенасыщенный азотом мартенсит (образовавшийся при имплантации) может превратиться в метастабильный нитрид, что подтверждается электронно-микроскопическими наблюдениями [3].

Лазерную обработку поверхностных слоев поршневых колец осуществляют с помощью импульсного лазера ГОС-1001. Для испытания лазерного термоупрочнения использовались образцы из стали 50ХФА, имеющие после азотирования ферритно-карбидную структуру. При импульсной закалке образцов без оплавления поверхности решающее значение оказывает дисперсность исходной структуры. Поскольку исследуемая сталь 50ХФА имеет ряд легирующих элементов, микротвердость зоны лазерного воздействия повышается в несколько раз из-за высокой концентрации азотистого мартенсита, который образуется в поверхностных слоях предварительно азотированного образца, содержащая нитридные и карбидные образования.

Лазерное пятно на поверхности поршневого кольца имеет форму круга Ø5 мм. Важным параметром при этом является коэффициент перекрытия, который определяется по формуле:

$$K_n = s / d_n$$

где s - шаг по заданному контуру, мм; d_n - диаметр пятна, мм.



Средняя мощность лазера описывается формулой:

$$P_{ср} = P_u f_i = W_u f_i,$$

где W_u - энергия импульса, Дж; P_u - мощность импульса, Вт; f_i - длительность импульса, мс; f_i - частота следования импульсов, Гц.

Плотность мощности энергии по пятну распределена равномерно и параметры воздействия можно определить по формуле:

$$E = W_u / S_n \tau_i = P_u / S_n,$$

где S_n - площадь лазерного пятна, см².

В результате проведенной работы удалось на предварительно азотированных образцах поршневых колец из стали 50ХФА при последующем лазерном упрочнении получить нитридные и карбонитридные образова-

ния в поверхностных слоях, имеющие структуры азотистого мартенсита. Это придало рабочим слоям высокие эксплуатационные характеристики, прежде всего, значительную износостойкостью. Ресурс поршневых колец, обработанных по данной технологии, превысит в 3...4 раза ресурс отечественных промышленных аналогов.

Список литературы: 1. Лазерная и электронно лучевая обработка. Справочник. П. И. Рыкалин. М.: Машиностроение, 1985. 2. Лазерная техника и технология. В 7 кн. Кн. 3 Методы поверхностной лазерной обработки. Уч. пос. / Григорянц А. Г., Салонов А. И.; Под ред. А. Г. Григорянца - М.: Высш. шк, 1987. - 191 с. 3. Модифицирование и легированное поверхностей лазерными ионными и электронными пучками / Под ред. Дж. М. Поута, Г. Фоти и Д.К. Джекобсона. - М.: Машиностроение, 1987. - 424 с.

НЕЙРОСЕТЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЗАДАЧАХ КОМБИНАТОРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА.

Шамаев В.В., Едемская Е.Н., Павлыш Э.В.

(ДонГТУ, Донецк, Украина)

The opportunity of parallel processing of information in a neuronet technologies for the decision of combinatory tasks of optimization with reference to conditions of mechanical engineering is shown in the work.

Высокая степень распараллеленности обработки информации позволяет успешно применять нейросетевые технологии для решения задач комбинаторной оптимизации. Среди оптимизационных задач, эффективно решаемых нейросетевыми методами, для машиностроения в первую очередь следует отметить задачи транспортно-ориентированной оптимизации (например, задача коммивояжера и ее модификации) и задачи распределения ресурсов (задача о назначениях персонала, задача целеуказаний и другие).

Решение таких задач традиционными методами математического программирования, большинство из которых изначально ориентировано на вычислительную технику с последовательной архитектурой, сопряжено с большими временными затратами, неприемлемыми для многих приложений. При соответствующей аппаратной поддержке нейросетевые методы позволяют значительно повысить оперативность решения данного класса задач, сохраняя высокую точность результата. В частности, для задач распределения разнородных ресурсов по объектам назначения близкие к оп-

тимальным решения могут быть получены на ускорительной плате с 4 процессорами (например, TMS320C40) менее чем за 0,3 секунды. При этом увеличение количества параллельно работающих процессоров позволяет обеспечить рост производительности почти пропорциональный числу процессоров, что подтверждается экспериментально полученными результатами.

Одной из особенностей нейросетевых методов обработки информации является высокая параллельность вычислений и, следовательно, целесообразность использования специальных средств аппаратной поддержки. В значительной мере успех в решении рассмотренных задач обусловлен использованием оригинальных ускорительных плат. Такие платы работают параллельно с процессором обыкновенного персонального компьютера и несут на себе основную нагрузку, превращая основной процессор компьютера в устройство управления и обслуживания мощных вычислительных средств, расположенных на ускорительной плате.

Для поведения работы были рассмотрены многопроцессорные ускорительные платы МЦ5.001 и МЦ5.002. Первая из них имеет в своем составе 4 микропроцессора TMS320C40 с тактовой частотой 50 МГц и пиковой производительностью 275 MIPS. Каждый процессор имеет свою локальную статическую память объемом 1 Мбайт. К 2 процессорам дополнительно подключены 2 блока динамической памяти объемом 16 Мбайт каждый. К одному из процессоров подключена также статическая память объемом 1 Мбайт, используемая для обмена данными с ПК. Процессоры соединены друг с другом специальными высокоскоростными каналами с пропускной способностью 20 Мбайт/с каждый. Нарращивание и комплексирование плат осуществляется на материнской плате ПК с помощью шины ISA.

Ускорительная плата серии МЦ5.002 содержит 6 процессоров TMS320C40 и конструктивно выполнена в стандарте VME, что позволяет использовать ее в мобильных системах, расположенных на управляющих аппаратах в цехах машиностроительных предприятий. Подробное описание ускорительных плат МЦ5.001 и МЦ5.002, результаты их тестирования и сравнения с аналогами приведены в [1,2].

Ускорительные платы повышают эффективность использования нейросетевых методов обработки информации. Однако существующая тенденция к возрастанию объемов вычислений приводит к необходимости дальнейшего наращивания производительности нейровычислителей.

В связи с этим в последнее время ведется разработка нейропроцессоров [3], совмещающих в себе как универсальный вычислитель, так и специализированное вычислительное устройство, ориентированное на выполнение базовых нейросетевых операций.

Такой нейропроцессор состоит из двух основных блоков: скалярно

го, выполняющего роль универсального вычислительного устройства, и векторного, ориентированного на выполнение векторно-матричных операций. Скалярное устройство обеспечивает интерфейсы с памятью и 2 коммуникационными портами, позволяющими объединять процессоры в вычислительные сети различной конфигурации. Основное назначение скалярного устройства - подготовка данных для векторной части процессора. Для этого существует несколько режимов адресации, интерфейс с памятью, наборы арифметических и логических операций, возможность работы с регистровыми парами. Скалярное устройство имеет адресных регистров и такое же количество регистров общего назначения разрядностью 32 бита каждый.

Центральным звеном нейропроцессора является целочисленное векторное устройство, обладающее возможностями обработки данных различной разрядности. Оно оперирует 64-разрядными словами, которые могут быть разбиты на целочисленные составляющие практически произвольной разрядности в пределах от 1 до 64 бит. На каждую инструкцию векторного процессора затрачивается от 1 до 32 тактов. При этом одновременно обрабатывается до 32 64-разрядных слов. Для организации непрерывной подачи данных в операционное устройство (ОУ) векторного процессора используются внутренние блоки памяти, называемые векторными регистрами. Они выполняют роль буфера операндов, буфера для хранения матрицы весов, очереди результатов. При выполнении команды в операционном устройстве операнды по очереди извлекаются из внутреннего буфера и подаются на один из входов ОУ. Внутри ОУ производятся вычисления, а их результат заносится в буфер результатов. Векторные инструкции, хотя и занимают несколько тактов процессорного времени, могут выполняться параллельно с инструкциями скалярного процессора. Таким образом, процессор рассчитан на высокопроизводительную обработку больших массивов целочисленных данных.

Нейропроцессор выполняется по технологии 0,5 мкм (более перспективные модели - по технологии 0,25 мкм). При тактовой частоте всего 33 МГц, на специальных векторно-матричных операциях он позволяет увеличить производительность в десятки и сотни раз по сравнению с процессором TMS320C40. Благодаря наличию коммуникационных портов с интерфейсом, идентичным портам TMS320C40, нейропроцессор может быть интегрирован в гетерогенную многопроцессорную систему. Примеры построения подобных систем приводятся в работе [3].

Для нейропроцессоров разработан полный пакет системного программного обеспечения, включая символьный отладчик, и ряд прикладных библиотек, в частности библиотеку векторно-матричных вычислений.

Список литературы: 1. Аппаратная реализация ускорителя нейровычислений // А.В. Бочаров, А.С. Грошев, М.В. Захватов и др. Известия вузов. Приборостроение. 1995. Т. 38. № 1-2. 2. Погорилый А.И. Многопроцессорные наращиваемые вычислительные модули на базе микропроцессоров TMS320C40. Известия вузов. Приборостроение. 1996. Т. 39. № 7. 3. Вискне П.Е., Фомин Д.В., Черников В.М. Однокристалльный цифровой процессор с переменной разрядностью операндов. Известия вузов. Приборостроение. 1996. Т. 39. № 7.

КРУТИЛЬНЫЙ УДАР ПРИ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЯХ В БУРОВЫХ УСТАНОВКАХ

Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М., Петтик Ю.В.
(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

The problem of twirl impact is solved. Strain calculations appearing in a boring column during an impact are shown.

При бурении шахтных стволов и скважин большого диаметра роторными установками западногерманской фирмы «WIRTH», а так же отечественными установками реактивно-турбинного бурения (РТБ) имеют место всевозможные осложнения и аварии, связанные с явлениями удара. Как правило, наиболее опасны для буровых систем крутильный и продольный удары, возникающие при обрушении стенок ствола, заклинивании бурового снаряда. Это приводит к повышению напряженно-деформированного состояния системы и часто превышает допустимые значения, что влечет за собой к аварии: поломке шарошечного инструмента, и обрыву бурового агрегата, отклонение оси ствола от вертикальности - при роторном бурении и поломке и отрыву долот, разрушению турбобуров, обрыву бурового става при РТБ.

В отдельных случаях время ликвидации аварии достигает нескольких месяцев, что приводит к колоссальным затратам, срыву ввода ствола или скважины в эксплуатацию, снижению проектной производительности угледобывающих предприятий. Поэтому, изуче-

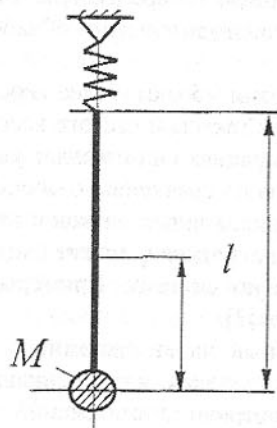


Рис. 1 - Схема установки.

ние явления удара, его последствий и поиск путей его предупреждения, как конструкторского, так и технологического характера является весьма важной и актуальной задачей.

Исследование крутильного удара не нашло детального изложения в литературе [1-6], в то же время крутильный удар приводит к резкому увеличению динамических нагрузок при вращательном движении, что требует учета их при прочностных расчетах. Исследуем это явление на примере буровых колон при роторном бурении установками «WIRTH».

Буровую колонну рассматриваем как стержень длиной l , на нижнем конце которого сосредоточена масса M (буровое долото с утяжелителями), которое приводится во вращение с поверхности ротором угловой скоростью θ_0 (рисунок 1).

В результате буровых осложнений, например в результате заклинивания бурового долота, а затем внезапного освобождения происходит явление крутильного удара, которое описывается решением волнового уравнения. Если выбрать начало координат на верхнем конце стержня, то получаем следующую граничную задачу:

$$\ddot{\varphi} = a^2 \varphi''; \quad (1)$$

$$\varphi(0, t) = 0; \quad J_1 \dot{\varphi}(l, t) = -c \varphi'(l, t) \quad (2)$$

с начальными условиями

$$\varphi(x, 0) = 0; \quad \dot{\varphi}(x, 0) = \theta_0 e(l - x), \quad (3)$$

где обозначено $a = \sqrt{\frac{GJ_p}{J}}$, $\varphi(x, t)$ - угол закручивания, G - модуль сдвига, J_p - полярный момент инерции площади поперечного сечения буровой колонны, J - момент инерции массы колонны единичной длины, J_1 - момент инерции массы утяжелителей с режущим инструментом, $c = G \cdot J_p$ - жесткость при кручении, $e(l - x)$ - единичная функция.

С учетом первых условий в (2) и (3) функцию $\varphi(x, t)$ представим в виде

$$\varphi(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin k_n x \sin \omega_n t, \quad (4)$$

где $\omega_n = a k_n$, $k_n = \frac{\lambda_n}{l}$, λ_n - собственные значения граничной задачи (1).

Удовлетворяя второму граничному условию (2), получаем частотное уравнение

$$\operatorname{tg} \lambda_n = \frac{1}{\xi \lambda_n}, \quad (5)$$

$$\text{где } \xi = \frac{J_1}{Jl}.$$

Аналогично, как и в работе [1], можно показать, что собственные функции $X_n(x) = \sin k_n x$ ортогональны на $[0; l]$ с весом

$$\rho(x) = 1 + \xi \delta(x-l),$$

где $\delta(x)$ - дельта-функция Дирака.

Согласно схеме метода Фурье с учетом ортогональности с весом, из второго начального условия (3) определяем амплитудные коэффициенты

$$A_n = \frac{2\theta l^2}{a\lambda_n^2(1 + \xi \sin^2 \lambda_n)}. \quad (6)$$

При получении формулы (6) было учтено уравнение (5).

Зная A_n , по известным формулам [2] получаем касательные напряжения при свободных колебаниях буровой колонны

$$\tau(x, t) = Gr \frac{\partial \varphi}{\partial x} = 2\theta r \sqrt{G\gamma} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos \lambda_n x \sin \lambda_n \tau}{\lambda_n (1 + \xi \sin^2 \lambda_n)}, \quad (7)$$

где r - наружный радиус буровой колонны, γ - плотность материала колонны, $\tau = \frac{at}{l}$ - безразмерное время.

Ряд (7) является слабо сходящимся в силу разрыва производных при

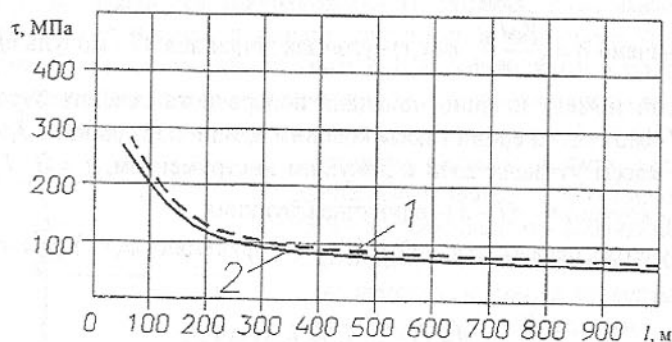


Рис.2 - Изменение касательных напряжений в буровой колонне; 1 - при $x=0$ м; 2 - при $x=l$.

ударе. Поэтому для достижения точности с погрешностью не более 1% необходимо в сумме (7) учесть свыше 100 членов. Были проведены вычисления напряжений $\tau(x, t)$ при $x=0$ и $x=l$ при изменении безразмерного времени $0 \leq \tau \leq 30$. Результаты вычислений (рисунок 2) показали, что с увеличением глубины бурения напряжения уменьшаются, при этом различия между $\tau_{\max}(0, t)$ и $\tau_{\max}(l, t)$ незначительны. Так как явление крутильно-

го удара происходит на глубине свыше 20-25 м, где встречаются твердые породы, то максимальные напряжения составляют $\tau_{\max} = 230$ МПа при $\theta = 1,88 \text{ с}^{-1}$ ($n=170$ об/мин). При этом они выше в 1,5 раза квазистатических напряжений, вычисляемых по формуле $\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}$, где W_p - полярный момент

сопротивления площади поперечного сечения, $M_{кр}$ - крутящий момент ротора.

Список литературы: 1. Шевченко Ф.Л., Улітін Г.М. Динамічні задачі стержневих систем. - К.: ІСДО, 1995.-100с. 2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. - М.: Наука, 1967.-449с. 3. Улитин Г.М. Решение динамических задач на ударную нагрузку в буровых установках роторного типа. // Вибрации в технике и технологиях. №6, 1999.- С.78-80. 4. Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. - М.: Недра, 1977. - 217 с. 5. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. М.: Недра, 1987, 160с. 6. Тихонов В.С., Сафронов А.И. Напряженно-деформированное состояние бурильной и водоотделяющей колонн при их взаимодействии в открытом море// Проблемы прочности. - Киев: Институт проблем прочности НАН Украины, 1998, № 1. С. 128 - 135.

ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПОДХОД К СИНТЕЗУ ПЛАНОВ ОБРАБОТКИ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Шелковой А.Н., Загребельный В.Н., Буренков М.В.
(ХГПУ, г. Харьков, Украина)

Offered method of formalized presentation technological system models of processing by cutting on base of theory of predicates.

Анализ процесса преобразования конфигурации объекта обработки (ОО) под воздействием режущего инструмента показал, что этот процесс почти всегда затрагивает не одну, а группу элементарных поверхностей (ГЭП) [3]. При этом помимо основной (обрабатываемой) поверхности (ОП) могут формироваться другие (смежные и несмежные с нею) (рис.1).

При описании процесса синтеза планов обработки элементарных поверхностей приняты следующие обозначения:

1. Для характеристик объектов, входящих в ТСМ ГЭП: x_1 - обрабатываемая поверхность; x_2 - базовая поверхность (конструкторская база); x_3 -

размерные связи (угловые и линейные); x_4 - инструмент; x_5 - режимы резания; x_6 - необрабатываемая поверхность; x_7 - линия/точка разделения поверхностей.

2. Для описания правил формирования TCM принята форма, базирующаяся на теории предикатов [2] и реализующая следующие технологические утверждения [1]:

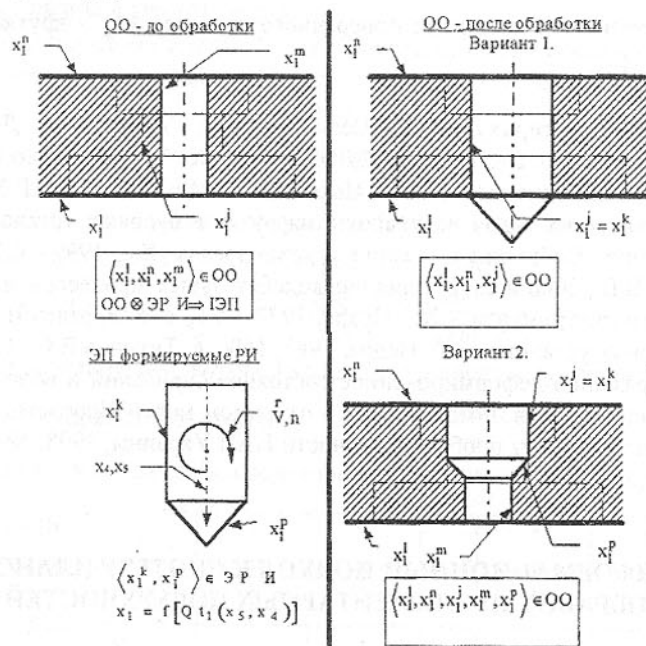


Рис. 1. Примеры взаимодействия объекта обработки (ОО) с элементарным режущим инструментом (ЭП):
— обработанный контур;
--- контур подлежащий обработке;
S, V, n - подача, скорость и частота вращения инструмента.

- характеристики объекта a_1 определяют структуру и параметры объекта a_2 , образующего общую с ним систему:

$$Qt_1(a_1, a_2) | a_1 \rightarrow a_2, \quad (1)$$

- объекты a_1 и a_2 совместны, то есть допускают создание общей системы на данном этапе обработки:

$$Qt_2(a_1, a_2) | a_1 \leftrightarrow a_2, \quad (2)$$

- объект a_1 включает в себя объект a_2 :

$$Qt_3(a_1, a_2) | a_1 \xrightarrow{v} a_2, \quad (3)$$

- объект a_2 следует за объектом a_1 :

$$Qt_4(a_1, a_2) | a_1 p a_2, \quad (4)$$

- объекты a_1 и a_2 смежные (технологически - объединяются в одну систему; геометрически - имеют общий контур):

$$Qt_5(a_1, a_2) | a_1 \xleftrightarrow{s} a_2, \quad (5)$$

- объект a_2 ограничивает перемещение других объектов относительно объекта a_1 :

$$Qt_6(a_1, a_2) | a_1 pf a_2, \quad (6)$$

- объект a_2 является базовым при обработке объекта a_1 :

$$Qt_7(a_1, a_2) | a_1 \xleftrightarrow{6} a_2, \quad (7)$$

- в том случае, если в двухместном предикате Qt_i в качестве аргументов используется один и тот же объект, будем говорить, что отношение описываемое предикатом Qt_i является свойством объекта $a_1(Pt_i)$:

$$Pt_i(a_1) | Qt_i(a_1, a_2) \wedge 1 \leq i \leq 7, \quad (8)$$

- тождество объектов a_1 и a_2 :

$$Qt_8(a_1, a_2) | a_1 = a_2. \quad (9)$$

В качестве объектов (a_1, a_2), входящих в отношения, описываемые предикатами (ф-лы: 1 ÷ 9), могут быть приняты элементы TCM ГЭП (x_1, x_2, x_4), а также ее технологические параметры (x_3, x_5). Учитывая особенности TCM ГЭП, а так же свойства ее элементов, отношения между ними могут быть представлены в виде таблицы 1, в которой на пересечении строк и столбцов указаны допустимые правила преобразования и взаимодействия объектов, входящих в TCM.

Таким образом, в работе используются следующие технологические утверждения.

Утверждение 1. Каждый технологический предмет обладает хотя бы одним свойством (Pt):

$$\bigvee_{j=1}^5 x_j \bigvee_{i=1}^8 Pt_i [Pt_i(x_j) \in X_{\text{TCM}}]. \quad (10)$$

Утверждение 2. Каждый технологический предмет связан каким-либо отношением (Qt_i) с другим технологическим предметом:

$$\bigvee_{j=1}^5 x_j \bigvee_{k=1}^5 x_k \bigvee_{i=1}^8 Qt_i [Qt_i(x_j, x_k) \in X_{\text{TCM}}]. \quad (11)$$

Утверждение 3. Для каждого технологического предмета найдется другой технологический предмет, который совместим с первым в процессе обработки:

$$\forall_{j=1}^5 x_j \exists_{k=1}^5 x_k \exists_{i=1}^8 Q_{t_i} [Q_{t_i}(x_j, x_k) = Q_{t_2}(x_j, x_k)] \quad (12)$$

Утверждение 4. Существуют технологические предметы, предопределяющие друг друга в процессе обработки:

$$\forall_{j=1}^5 x_j \exists_{k=1}^5 x_k \exists_{i=1}^8 Q_{t_i} \{Q_{t_i}[Q_{t_8}(x_j, x_k) = Q_{t_2}(x_j, x_k)]\} \quad (13)$$

Утверждение 5. Существуют одинаковые (одни и те же) предметы:

$$\exists_{j=1}^5 x_j \exists_{k=1}^5 x_k [Q_{t_8}(x_j, x_k)] \quad (14)$$

Используя выше приведенные утверждения, сформулируем основные правила проектирования структуры и выбора параметров ТСМ ГЭП.

Математическая модель синтеза структуры ТСМ ГЭП реализована в виде алгоритма выбора правил формирования ТСМ ЭП в условиях наложения ограничений на формирование каждой из них (рис. 1). Преобразование характеристик поверхностей смежных с обрабатываемой, классифицировано по следующим направлениям: 1) преобразование физико-механических характеристик поверхностного слоя при снятии припуска; 2) преобразование конфигурации поверхности; 3) формирование новых поверхностей в пространстве, ограниченном объемом припуска.

Основные выводы:

1. Моделирование процесса принятия решений при проектировании планов обработки ЭП может быть построено на основе логики предикатов.

2. В основу модели процесса принятия решений положены общие принципы технологического проектирования, сформулированные в виде фреймов.

3. Определены правила взаимодействия элементов ТСМ при преобразовании характеристик объекта обработки.

Список литературы: 1. Автоматизация проектирования технологии в машиностроении / Б.Е.Челищев, И.В.Бобров, А.Гонсалес-Сабатер и др. / Под ред. акад. Н.Г.Бруевича.- М.: Машиностроение, 1987.- 264 с. 2. Таунсенд К., Фохт Д. Проектирование и программная реализация экспертных систем на персональных ЭВМ: Пер. с англ./Предисл. Г.С.Осипова.- М.: Финансы и статистика, 1990.-320с. 3. Шелковой А.Н. Оптимизация планов обработки поверхностей на ранних стадиях проектирования технологической компоновки специального металлорежущего оборудования: Автореф. дис. кандидата техн. наук.-Киев, 1993.-359с.

ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ И ИЗУЧЕНИЕ СВОЙСТВ ТРИБОСИСТЕМЫ ШИП-ПОДШИПНИК ПРИ ПОМОЩИ ОБЪЕКТНО ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА

Щедролюсьев Д.Е. (ХГПУ, г. Херсон, Украина)

Mathematics model of bearing-pin tribosystem is aggregate complex of physics processes.

Состояние науки о подшипниках скольжения в наши дни характеризуется большим уровнем разработок в экспериментальной области. За последние 30 лет были проведены уникальные эксперименты. На Украине (Краматорск, Донецк, Херсон, Одесса) был создан оригинальный трибомониторинг, который не имеет аналогов в мире [1]. С его помощью определяются основные рабочие параметры трибосистем шип-подшипник в частности: распределения форм и размера смазочного слоя, распределение температур в нем, модуль нормальной упругости в неметаллических подшипниках, потери на трение на трение непосредственно в исследуемых опорах и др. Картина изменения указанных величин представлена на рисунке 1.

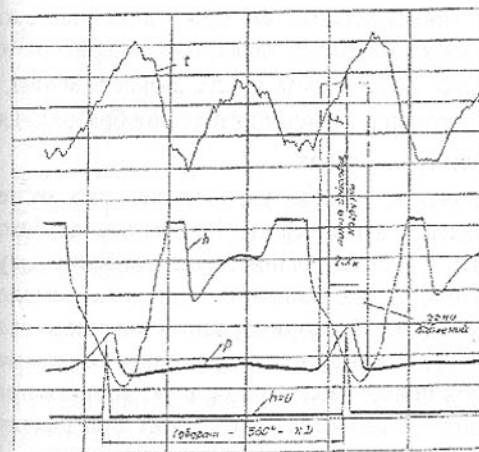


Рис.1. Типичная осциллограмма рабочих параметров
h - форма и размер смазочного слоя,
p, t - соответственно распределение давления и температуры в слое

Автором этих разработок и исследований академиком Снеговским Ф.П. сформулированы основы теории термоупругогидродинамической смазки машин [2]. Еще в 60-е годы им доказана несостоятельность расчетных методик используемых ранее.

В настоящее время возникает необходимость изучения системы шип-подшипник как сложной термоупругогидродинамической трибосистемы. Один из возможных методов исследования данной трибосистемы это построение компьютерной модели на основе теории ТУГДС.

В настоящее время в программирование все шире применяется объектно-ориентированный под-

ход к проектированию систем. Именно этот подход предпочтителен в данном случае. С его помощью можно описать абстрактную модель с определенными свойствами. В данном случае в качестве свойств берутся полученные экспериментальные результаты. Вся модель должна состоять из отдельных объектов, каждый из которых будет определять физическую сторону процесса: грузоподъемность, температурный режим, толщина смазочного слоя, коэффициент трения, упругость шипа и подшипника и т.д.

В символическом виде эту модель можно рассматривать как систему.

$$\begin{cases} h = V(P, \psi) \\ \frac{P\psi^2}{\eta l} = \Re(P, \psi) \\ T(u, \eta, \psi) = \aleph(Q, t, c, \gamma) \end{cases}$$

где, $\frac{P\psi^2}{\eta l}$ - безразмерный параметр грузоподъемности, h - толщина смазочного слоя, $V(P, \psi)$ - функция зависимости слоя от давления и относительного зазора, $\Re(P, \psi)$ - функция зависимости безразмерного параметра, P - давление на подшипник, ψ - относительный зазор, u - линейная скорость вращения, Q - количество прокачиваемого масла, t - температура на входе масла, c - теплоемкость масла, γ - плотность масла, вязкость масла, l - длина подшипника, $T(u, \eta, \psi)$ - функция зависимости теплообразования, $\aleph(Q, t, c, \gamma)$ - функция зависимости теплоотвода.

Свойства каждого такого объекта, как уже упоминалось, это экспериментально полученные результаты и зависимости. В этом случае базовый абстрактный объект (по сути представляющий собою трибосистему) будет состоять из совокупности отдельных объектов. При этом немаловажным является связь между объектами. Четко построенный механизм связи между объектами позволит наиболее четко проследить зависимость между различными факторами. Такой подход может позволить, не имея полной информации о системе изучить ее свойства и поведение при различных условиях.

В связи с этим существует еще один актуальный вопрос. Это вопрос создания базы данных экспериментальных результатов. Такая база данных и эффективный доступ к ней может позволить значительно упростить задачу построения математической и компьютерной модели для трибосистем шип-подшипник. Обработка данных высокоскоростными методами позволит если не решить проблему полного математического описания, то

хотя бы уточнить некоторые расчетные методики. И еще, что немаловажно, такой подход будет способствовать созданию компьютерных систем расчета подшипников для эффективного использования в производстве.

Список литературы: 1. Снеговский Ф.П. Опоры скольжения тяжелых машин, Машиностроение, М, 1969, 220с. 2. Снеговский Ф.П. Экспериментальные основы теории термоупругогидродинамической смазки машин. Труды Всероссийской научной конференции Контактная гидродинамика, Самара, КАЭКУ, 1996, с 17-18. 3. Снеговский Ф.П. Оценка некоторых расчетных методик для подшипников скольжения. В книге Конструирование и технология машиностроения под ред. Снеговского Ф.П. Машгиз, М-К, 1961, 265с.

SYNTHESIS OF DISCRETE, CONTINUOUS AND DISCRETE-CONTINUOUS VIBRATING FIXED SYSTEMS REPRESENTED BY GRAPHS

Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T.
(Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

By means of well established methods of synthesising electro-mechanical systems, such as for example, the continued fraction method (Foster's method) or the partial fraction distribution method (Cauer's method) it is impossible to synthesise vibrating systems with cascade structure or with branched structure, upon which n number of fixes are mounted. Therefore, the paper is focused on an attempt to extend the tasks of synthesising fixed systems by introducing an algorithm that would enable the determination of the characteristics of elastic two-terminal networks [2, 3, 4].

Algorithm for determining the characteristics of an elastic two terminal network. The considered algorithm of determining the characteristics of elastic two-terminal networks derived from the characteristic function, involves immobility - in the following form:

$$U(s) = H \frac{d_{k-1}s^{k-1} + d_{k-2}s^{k-2} + \dots + d_0}{c_k s^k + c_{k-1}s^{k-1} + \dots + c_1 s}, \quad (1)$$

Applying the algorithm discussed in [4], immobility function $U_1(s)$ is derived from (1) the next step may be now synthesised by means of the continued fraction distribution method described in [3,6]:

$$U(s) = \frac{c_1}{s} + U_s^{(1)}(s) + \frac{1}{V_s^{(1)}(s) + \frac{1}{U_s^{(2)}(s) + \frac{1}{V_s^{(2)}(s) + \dots + \frac{1}{U_s^{(k-1)}(s)}}} \quad (2)$$

The derived immobility in the form of (2) is consistent with the immobility designated on the basis of a polar graph [1, 7] presented in Fig. 1.

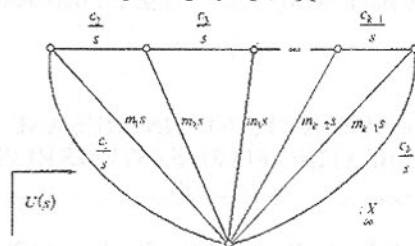


Fig. 1. Polar graph as an illustration of the implementation of equation (2)

The method discussed in this chapter is used for synthesising both discrete and continuous systems. Also, on the grounds of this method an attempt was made to synthesise discrete-continuous systems. The method for discrete systems was discussed in detail on the complex variable plane s . It can also be applied to the synthesis of continuous systems if the results are transformed again. Such retransformation has a reciprocally unique character with regard to the structure, as well as to the values of the system elements [2, 3]. The difference between the method used for synthesising continuous systems and the one used for discrete systems involves adopting the following transformation type for continuous systems:

$$p = th\gamma s, \quad (3)$$

or

$$r = th \frac{1}{2} \gamma s. \quad (4)$$

where: $\gamma = \sqrt{\frac{\rho}{E}}$, $s = \sqrt{-1}\omega$.

By representing (3) and (4) immobility function $U(s)$ of the discussed system is transformed into $U(p)$, $U(r)$ function.

In the course of the synthesis of the systems on planes p and r , the values of the parameters that should be transformed from plane p onto plane r or s are

obtained [2, 3, 5]

Finally, as a result of the above synthesis, the following mechanical systems is shown in Fig. 2, 3, 4.

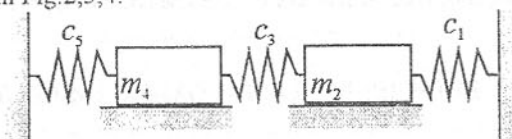


Fig. 2. Discrete mechanical system

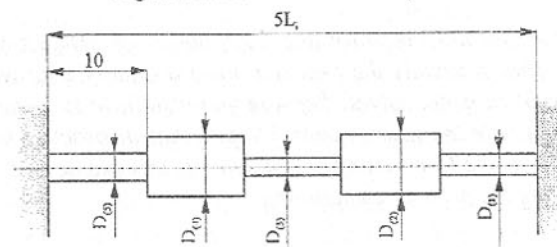


Fig. 3. Continuous mechanical system

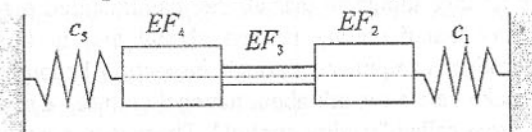


Fig. 4. Discrete - continuous mechanical system

The above algorithm combined with the continued fraction distribution method of dynamic characteristics enable the derivation of fixed systems with the required frequency spectrum.

References: 1. Berge C., Graphs and hypergraphs. Amsterdam-London: North Holland Publishing Co, American Elsevier Publishing Co, Inc., New York, 1973. 2. Buchacz A., Modelling, Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Cascade Structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory Vol. 30, No 7, pp. 969-986, Pergamon, 1995. 3. Buchacz A., red.: Computer aided synthesis and analysis of mechanical subsystems modelled with graphs and structural numbers. ZN Politech. Śląskiej, MECHANIKA 127, Gliwice, 1997 (in Polish). 4. Buchacz A., Dąbek A., Dymarek A., Model of mechanical system with the assumed frequency spectrum as implementation of inverse solving of a dynamical problems, XVI-th Polish Conference on theory of Machines and Mechanisms t.1, Rzeszów-Jawor, 1998, pp. 233-240 (in Polish). 5. Buchacz A., Dzitkowski T., Computer aided synthesis of discrete - continuous mechanical systems with representad by graphs, Proceed 4th. International Conference Scientific: COMPUTER AIDED ENGINEERING, Kudowa Zdrój,

1998, pp.95 ÷ 104 (in Polish) 6. Demidovich B.P., Maron I.A.: Computational Mathematics. Moscow: Mir,1987. 7. Wojnarowski J., Graphs and structural numbers as models of mechanical systems, PTMTS, Gliwice, 1977 (in Polish).

NEW PRINCIPLES FOR INCOMING INSPECTION

Gogue Jean-Marie (Versailles, France)

Any production business requires the compliance of product with a written specification. This is usually the first step toward quality improvement, but for all that the problem is not solved, because you also have to make the specification perfectly fit with the user's needs. Despite that in practice the heaviest industrial failures come from wrong specifications, this paper deals only with the issue of checking the product compliance.

Introduction

You can arrange things so that all the manufactured pieces comply with specification (any manufacturing process should aim at this). In this case, checking the product compliance through inspection becomes useless. First I would like to make here a remark about national culture. Checking the product compliance is often called "quality control". These words evokes different feelings among Russian, American, German, or French people. German people think generally that there is no good quality without a lot of inspections ; this fact has been used often in the German cars publicity. On the contrary, American people think that quality comes essentially from

careful manufacturing ; the essential concept is the "process control" that the Japanese can do very well, as everybody knows. The Russian and French people still seem to hesitate between these two ways, but the best future is obviously for careful manufacturing under management control. In this case, mass inspection, the German way, has nearly no economic interest. Inspection keeps necessary in some particular cases that we shall study now.

When manufacturing delivers a large proportion of defective products (this can happen sometimes), the mass inspection is necessary to maintain the product quality at an acceptable level, but this is to the detriment of production cost. Therefore you must consider the situation as temporary.

Statistical Incoming Inspection

Checking the product compliance is made with inspection on final products, components, materials. Inspections can be found in many factory places :

- before going to another manufacturing process
- before going to storage area

- at the arrival of a supplier's shipment
- before shipping to a customer.

Inspection can be made on 100% of the pieces, especially with visual observation and measurement on automatic equipment. In this case, you are sure that all the defective pieces are rejected. Therefore you must adopt this way when inspection is simple and cheap.

Inspection also can be made on a sample drawn from a manufacturing lot, especially when the process leads to damaging the product. Sampling inspection methods are specified in national and international standards.

Until 1980, sampling inspection had been widely used in all the Western industry. People believed that it was the most economic way to check the product compliance. When Deming proved, in a book published in 1983, that it was a wrong belief, this kind of inspection disappeared in most cases. Now, before selecting an inspection plan, people calculate the cost.

The Deming demonstration is relatively simple. Let us suppose that a lot of pieces or components coming from a supplier arrive at a factory. The question is to know what kind of inspection has the lowest cost. The factory engineers have data in hand, that allow to make the choice. The notations are :

- N - number of pieces in the lot
- n - number of pieces in the sample
- p - proportion of defective pieces in the lot
- P - probability of acceptance
- Q - probability of rejection
- $k1$ - cost of inspection of one piece
- $k2$ - cost of using one defective piece
- T - total cost of quality of the lot

In average, on a large number of lots, we have :

$$\begin{aligned} \text{Total cost of 100\% inspection} & T = N k1 \\ \text{Total cost of no inspection} & T = N p k2 \\ \text{Total cost of sampling inspection} & T = n k1 + P N p k2 + Q N k1 \quad (1) \end{aligned}$$

Now let us make successively three hypotheses.

Hypothesis A The cost of 100% inspection equals the cost of no inspection.

$$\text{In this case} \quad k1 = p k2 \quad (2)$$

From equation (1), the total cost of sampling inspection is :

$$T = n k1 + (P + Q) N k1$$

$$\text{Now} \quad P + Q = 1 \quad \text{therefore} \quad T = (n + N) k1$$

Thus, the total cost of sampling inspection is slightly higher than the cost of 100% inspection (in fact they are equal if you avoid to inspect the sample pieces twice, when the lot is rejected).

Hypothesis B The cost of 100% inspection is higher than the cost of no

inspection. Let us change equation (2) by adding a new variable $a > 0$.

$$k1 = p k2 + a \quad (3)$$

We obtain from equation (1):

$$T = n k1 + P N p k2 + Q N (p k2 + a)$$

$$T = n k1 + N p k2 (P + Q) + Q N a$$

$$T = n k1 + N p k2 + Q N a$$

Thus, the total cost of sampling inspection is higher than the cost of 100% inspection.

Hypothesis C The cost of no inspection is higher than the cost of 100% inspection. Let us change equation (2) by adding a new variable $b > 0$.

$$p k2 = k1 + b \quad (4)$$

We obtain from equation (1):

$$T = n k1 + P N (k1 + b) + Q N k1$$

$$T = n k1 + N k1 (P + Q) + P N b$$

$$T = n k1 + N k1 + P N b$$

Thus, the total cost of sampling inspection is higher than the cost of no inspection.

Conclusion Sampling inspection is sometimes necessary, but it is never justified for economic reasons.

The Deming Criterion

Derived from this calculation, a simple rule can be applied every time when it is possible to perform a 100% inspection (in particular when the process is non destructive). The Deming criterion has been applied for more than ten years in most Western companies.

If $p k2 > k1$: 100% inspection

If $p k2 < k1$: no inspection

The assessment of p (proportion of defective pieces) can raise some problem. It is obvious that when you perform 100% inspection, you know this figure constantly. But what should you do if quality has increased so much that there is no more inspection? In this case, you can roughly evaluate this figure from time to time on small samples. Moreover it is very useful to follow the supplier's quality with control charts. If you do it, it is a good way to calculate p .

Who pays for incoming inspection and consequences?

An argument often given by some people to justify sampling methods for incoming inspection is that it is made quickly, it does not require large investments and it prevents the supplier from shipping lots of poor quality. Senior managers like to believe that the supplier will pay the bill.

On the contrary, I think that the customer is subjected to the greatest part of the failure cost when purchased products have poor quality. With some experience, a smart supplier can take advantage of the incoming inspection system.

He knows that a lot rejected once because of a poor quality has some chance of being accepted when it will be delivered again. On the other hand, when a company makes incoming inspection by sampling, the manufacturing plant constantly runs the risk of a piece parts shortage, a huge problem. Therefore, when a company starts dealing with a new supplier, it better to make an agreement with him in order to make a 100% inspection, at least for a trial period.

When a company buys products from outside, the supplier's quality should be based on a good process control. In this case, the problem of incoming inspection is really insignificant. On the contrary, when the supplier does not understand that quality and productivity can improve together, there is a risk of finding a large number of defective pieces. In this case, sampling inspection can be relevant under certain conditions. But rather than taking action against the supplier whenever a lot is rejected, it is more profitable to incite the supplier to study the fluctuations of his quality characteristics in order to improve his manufacturing process.

Conclusion

I would like to stress again the fundamental difference between the two ways of seeing incoming inspection. On the one hand, it aims at removing the defective pieces and taking action against the guilty suppliers; this is the punitive method. On the other hand, it aims at giving the factory management useful information for improving the quality of the product; this is the preventive method. Both can be justified in various circumstances, but on the long term the latter is always more important than the former.

HARD TECHNICAL CERAMICS Al_2O_3 AND Si_3N_4 MACHINABILITY FOR THE PROCESS OF TURNING BY UPERHARD INDEXABLE TOOL INSERTS

Kawalec M., Jankowiak M., Twardowski P., Nowakowski Z.

(Poznan University of Technology, Poznań, Poland)

This paper for investigation of technical ceramics in hard state machinability is destined. Different manufacturers tool inserts made from diamond (PCD) and from boron nitride (CBN), for investigation were used. The following parameters were tested: wear, tools life, cutting forces, F_c , F_p , acoustic emission AE, and the roughness of machined surface.

The problem of technical ceramics (in hard state) effective machining by many research centers of advanced industrial countries [1, 3, 4, 5] is investigated. Mentioned ceramics by very bad machinability is characterised. How-

ever more and more frequently the successful tests are carried out for finish turning and milling of hard ceramics as conventional, so with laser heating of machined material. Till now the problems of tools wear, cutting dynamics and superficial layer forming are poorly investigated.

In Poznań University of Technology the activities was started for hard ceramics Al_2O_3 (1815 HV_{0.5}), and Si_3N_4 (1809 HV_{0.5}) machinability investigations for precise turning in conventional way and with application of heating by molecular laser CO₂. For the turning, the diamond inserts (PCD) produced by Kennametal USA (KD100, and KCD25), as well as boron nitride inserts (CBN) from Ukraine production (K10D), and Sumitomo Electric from Japan (BNX20), were used.

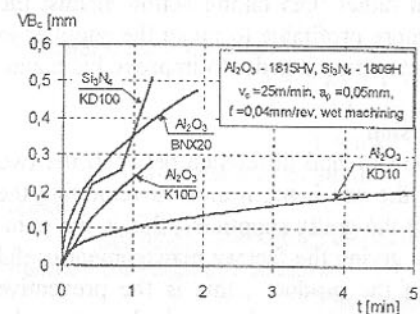


Fig. 1. Cutting time t influence on wear VB_c for PCD and CBN inserts, for hard ceramics Al_2O_3 and Si_3N_4 turning

Wear of cutting edge on the tool flank, components of cutting force F_c , F_p , level of acoustic emission AE_{rms} , and machined surface roughness R_a , were assessed. From investigations results, that for conventional machining, ceramics Al_2O_3 machinability assessed on the base of cutting edge wear VB_c is better than Si_3N_4 - one, both for inserts made from polycrystalline diamond (PCD) and from boron nitride (CBN). Example of results for cutting edges wear investigation on the fig. 1 is presented.

Dry turning (without of coolant) gives in the result bigger tools wear

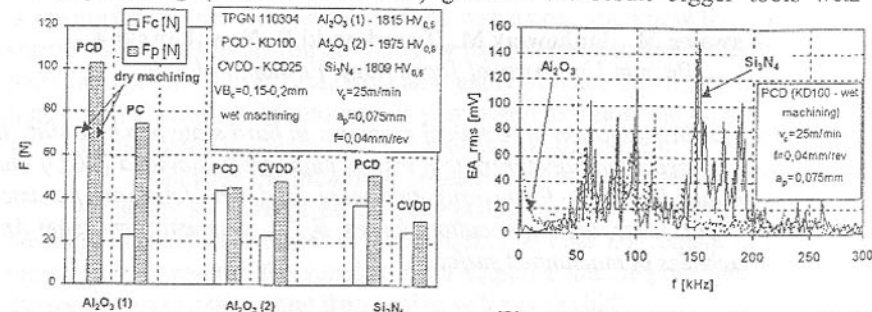


Fig. 2. Investigation results for components of cutting force for hard ceramics Al_2O_3 and Si_3N_4 turning

The turning was carried out for sleeves in dry condition, and with application of ecological fluid "Ekobio-col EP", fed in reduced quantities only.

Wear of cutting edge on the tool flank, components of cutting force F_c , F_p , level of acoustic emission AE_{rms} , and machined surface roughness R_a , were assessed. From investigations results, that for conventional machining, ceramics Al_2O_3 machinability assessed on the base of cutting edge wear VB_c is better than Si_3N_4 - one, both for inserts made from polycrystalline diamond (PCD) and from boron nitride (CBN). Example of results for cutting edges wear investigation on the fig. 1 is presented.

Dry turning (without of coolant) gives in the result bigger tools wear

Dry turning (without of coolant) gives in the result bigger tools wear

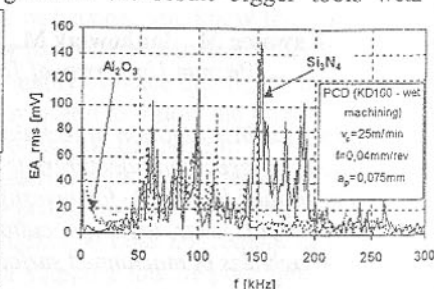


Fig. 3. Attenuation - frequency diagram for acoustic emission AE_{rms} for the turning of different types of technical ceramics

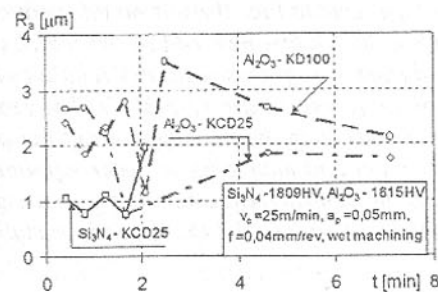


Fig. 4. Cutting time t influence on roughness R_a parameter, for machined ceramics Al_2O_3 and Si_3N_4 after turning

On the fig. 4 example of results from surface roughness investigations for ceramics Al_2O_3 and Si_3N_4 after turning by polycrystalline diamond blade KD100, and by blade KCD25 with diamond coating, are presented. It can be stated, that Si_3N_4 ceramics by better machinability regarding Al_2O_3 is characterised (smaller values of R_a parameter). It results mainly from the fact, that Si_3N_4 structure is more fine-grained as Al_2O_3 structure.

References: 1. Johanmir S., Ceramic machining research in the United States. 2 nd Int.Conf.on Machining of Adv.Mat.Aachen. VDI Berichte nr 1276, 1996, s.41-51. 2. Kawalec M., Król G.: Ehffektivnoe ispolzovanie almaznykh pokrytyj rezhyshhukh plastin vo vremja tochenija tekhnicheskoy keramiki Si_3N_4 . Vysokije tekhnologii v mashinostroenii. Printed scientific works KSPU Kharkov, 1998 pp.132-135. 3. König W., Zaboklicki A.K., Laserunterstützte Drehbearbeitung von Siliziumnitrid-Keramik. VDI-Z 135(1993)6, s.34-39. 4. Oczko K.E., Kształtowanie ceramicznych materiałów technicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1996, s.527. 5. Wang Z.Y., Rajurkar K.P., Wear of CBN tool in turning of silicon nitride with cryogenic cooling. Int.J.Mach.Tools Manufact. vol.37, 1997, nr 3, pp. 319-326

ECOLOGICAL PRODUCTION OF NEW CAST ALLOYS USING WASTE VOLATILE ELEMENTS(NITROGEN ETC.) UNDER PRESSURE

Kolev V. Bogomil (Institute of Metal Science, BAS, Sofia, Bulgaria)

It has been the custom to think that stable nitrogen concentrations can be ob-

tained only in steels of the stainless type. Due to this, there is no information of the influence of the main components in the system Fe-Cr-Mn-C on the absorption and maintaining of hyper-equilibrium nitrogen quantities in relation to the atmospheric conditions in castings of alloys with under 12-14% Cr. The present work introduces some technological results from the investigations of the influence of C, Cr, Mn, etc. on the absorption and maintaining of hyper equilibrium nitrogen concentrations in relation to the atmospheric conditions in casting alloys of the system Fe-Cr-Mn-C containing under 12-14% Cr and crystallized under pressure.

1. Introduction

The Fe-Cr-Mn-C-N system represents a particular interest for production of founded and plastic deformation treated products that have to meet the requirements of high mechanic indicators-wear resistance, corrosion resistance, non magnetivity, etc. The expensive and scarce Ni may be successfully substituted for N and Mn coating in the classical austenite alloys on Fe-C basis.

The research in C[1-5], Mn[3-4,6,12] and Cr[12,14-15] influence on N solubility in alloys of Fe-C basis are usually relegated to rather low concentrations, to pure alloys or to bi-component systems. As far as N solubility in Cr alloyed steels is concerned, the usually published data refer to Cr concentrations above 15-18% under standard conditions-temperature 1600°C and N pressure $1.10 \cdot 10^{-5}$ Pa. In [7] has been indicated that N solubility in Cr-Ni steels under the above mentioned conditions is approximately 1/100 part of the Cr content in Cr-Mn steels-1/75 part and in Cr-Ni-Mn steels amounts to 1/44 to 1/58 part of the content of Cr and from 1/72 to 1/92 part of the whole amount of Cr+Mn.

Another essential problem in the process of N-coating of the steels is the preservation of N in the process of crystallization and the prevention of N-separation in a structure-free condition [8]. A similar process in founding under atmospheric conditions is possible in almost all austenite Cr-alloyed steels[7,16]. Particularly difficult is problem of preservation of N in austenite alloys containing below 12-14%Cr and that is the reason for the established consideration that stable N concentrations may be obtained only in austenite rust-free steels. There are no references about the influence of basic components in the absorption and preservation of N in castings containing below 12-14% of Cr[21].

In the present work have been presented some results of the experimental research concerning the influence of C, Cr, Mn and other elements as well as crystallisation pressure on the absorption and presservation of above-equilibrium N concentrations under atmospheric conditions in alloys containing below 12-14%Cr.

2. Experimental procedure

The experiments have been carried out in a pressure boiler with basic stuffing of the melting pot. The saturation with N has been carried out, trough the melt with a N carrier containing at an average 8,2% at temperature 1500 °C and under crystallization pressure 45.10^{-5} Pa. The melt has crystallized in dry sand moulds.

The samples diameter is 20 mm and they end with big dead heads. Nitrogen has been defined according to the vacuum-melting method in Exhalograph EA-1 fromswarves after crystalliz of thesamples in the moulds. The N equilibrium concentration at 1500 ° C for corresponding chemical composition and pressure has been defined according to the method of Chipman and Corrigan[17].

$$\lg[\%N] = -1,25 - 1,88/T - \lg f_N; \lg f_N = (3280/T - 0,75) \sum (C_i) e_N^i + \lg \sqrt{P_{N2}}$$

where f_N is N activity coefficient;

T-temperature of saturation, K

P_{N2} -partial N pressur;

C_i -components concentration, %(wt);

e_N^i -interaction parameters.

The degree of N absorption has been calculated as in[18].

3. Experimental results and discusion

The results of the experimental studies about the influence of C, Cr and Mn on the absorption of N in alloys of the Fe-Cr-Mn-C system under crystallization pressure 45.10^{-5} Pa and $P_{liquid}/P_{solid} = 0,666$ are shown in fig.1, 4 and 5.

Table 1
Absorption of N as a function of C, Cr, Mn content

Factor	Range of change, %(wt)	Regression equation	n	F_{calc}	F_{tab}	S_1^2	S_2^2	v_1	v_2	α
C	0.094-3.3	$C_N = 0.9100228 \exp(0.711364x_c)$	38	2.135776	1.58	0.0087601	0.0041016	38	76	0.5
C	0.094-1.40	$C_N = 1.03788 \exp(-0.93937714x_c)$	24	0.5969909	1.70	0.0024482	0.0041009	24	56	0.5
C	1.73-3.3	$C_N = 0.478624 \exp(-0.41752585x_c)$	14	1.6422879	2.28	0.0067388	0.0041033	14	20	0.5
Cr	3.90-13.75	$C_N = -0.07668 + 0.1048x_{Cr}$	19	1.1285123	2.00	0.0046029	0.0040787	19	51	0.5
Mn	5.05-27.02	$C_N = 0.071935 + 0.03006395x_{Mn}$	23	0.5308709	1.74	0.0055235	0.0108086	23	51	0.5

The analisis of the experimental data shows that the influence of C, Cr and Mn on the absrption of N in the studied rang(tabl I) may be interpreted analiticaly by the following mathematic models:

$$C_N = A \cdot e^{Bx} \quad \text{for C} \quad (2)$$

$$\text{And } C_N = a + bx \quad \text{for Cr and Mn} \quad (3)$$

where C_N stands for N concentration, %(wt);

x-percentag content of the respective alloying element;
a,b,A,B-are coefficients of the regression equations.

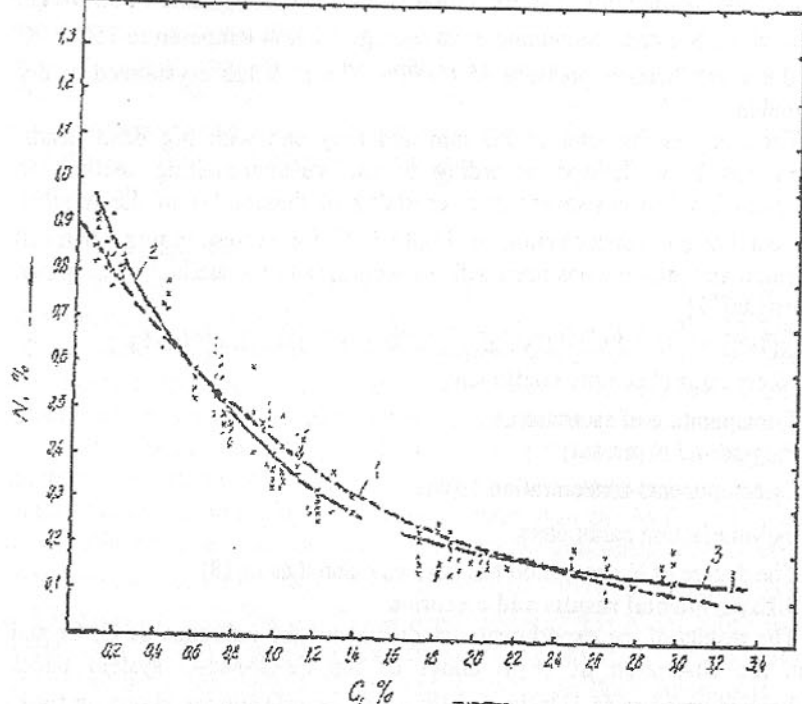


Fig.1. Influence of N on the quantity of preserved N in alloys containing 5.6-6.6% Cr, 15-17.3% Mn, 0.6-1.3%Si: 1. $0.094 \leq C \leq 3.30\%$; 2. $0.094 \leq C \leq 1.40\%$; 3. $1.73 \leq C \leq 3.30\%$

The regression coefficients in (2) and (3) have been defined by the method of least squares in the system of normal equations:

$$na + b\sum x_i = y_i$$

$$a\sum x_i + b\sum x_i^2 = \sum x_i y_i \quad (4)$$

where "i" is the index for the levels of factor ($i=1-n$), y-percentag of N content. For the influence of Mn and Cr

$$y = C_N, a=A, b=B, \quad (5a)$$

and for the influence of C

$$y = \ln C_N, a=\ln A, b=B \quad (5b)$$

The regression equation and of the experimental material have been verified by the criterion of Fischer[19].

$$F = S_1^2 / S_2^2 \quad (6)$$

The evaluation of the single experiment dispersion S_2^2 and the residual

dispersion S_1^2 are[19].

$$S_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^n [\bar{y}_i - (a + b \cdot x_i)]^2}{\nu_1}, S_2^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{n_i} [\bar{y}_i - y_{i,j}]^2}{\nu_2} \quad (7)$$

where $\nu_1 = n-3$ is the degree of freedom for S_1^2 , $\nu_2 = \sum_{i=1}^n n_i - (n+1)$ is the degree of freedom for S_2^2 , $\bar{y}_i$ - the average value of the i experimental point, j - index of the number of experiments at a constant factor level, n_i - number of experiments in the i experimental point (in the study $n_i=3-8$). Tabl 1 shows the obtained mathematic models and the results of the statistic analysis. The mathematic models for the influence of Cr, Mn and C resp. in the ranges $0.094 \leq C \leq 1.40\%$ and $1.73 \leq C \leq 3.30\%$ correspond to the experimental material ($F_{calc} < F_{tabl}$). The attempt to build on integral approximate record of the relation $C_N = f(C)$ in a wide range for C ($0.094 \leq C \leq 3.30\%$) i.e. in the cast-iron and steel area simultaneously indicates that (2) does not provide an adequate description of the experimental material (tabl 1 and curve 1 in fig.1 $F_{calc} < F_{tabl}$). As shown in fig 1, however, the differences between the mathematic models of curves 2 and 3 are quite small towards the differences with the model of curve 1. The maximum digression between curves 1 and 2 does not exceed $0.06-0.10\%N$, while between curves 1 and 3; $0.03-0.035\%N$. The curves in fig.4 and 5 correspond to the built mathematic models (the average experimental data are indicated by a circle). In fig.1 the "x" indicated the results of the separate experiments, and curves 1, 2 and 3 correspond to the mathematic models in tabl 1.

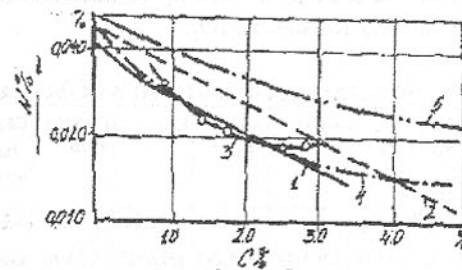


Fig.2. Influence of C on N solubility in liquid iron according to; 1. Maekava S., I. Nikagawa [4]; Scenk and Fronberg[20]; Saito T. (1450-1550°C) [5]; Matoba [20]; 5. Pelke and Elliot [20].

As indicated in fig 1 and fig 2 the increase of C concentration in the alloys of the Fe-Cr-Mn-C system combined with higher pressure leads to N absorption decreases similarly to the dissolution of N in liquid iron under standard atmospheric conditions. The absorption of the N in austenite matrix decreases under the

influence of C regardless of whether C is dissolved or has chemical composition with the matrix, i.e. irrespective of whether the matrix is only austenite or austenite-carbide. Unlike that general observation it should be noticed that as far as typical cast iron is concerned the influence of C on N absorption is weaker. On that grounds the absorption of N is regarded proportional primarily to C dissolved in the basic matrix. The decrease of absorbed N quantity is probably due to the filling of octahedral pores of the face-centered cubic lattice with C which leaves no room for N or the possibilities of absorption, i.e. integration of N atoms under respective conditions are considerably decreased. This comes to show that under identical conditions the possibility of N to austenize in typical cast iron may be used much harder than in steels. The experimental results show that without Mn and most of all N in typical cast-iron pure austenite structure without carbides cannot be obtained, since by increasing the content of Cr above 1-2%, although the quantity of absorbed N increases (table 2), stable carbides appear in the austenite matrix [10].

Table 2

Chemical composition, % (wt)				
C	Si	Mn	Cr	N
2.58	0.93	14.59	18.91	0.468
2.92	0.99	16.33	1.93	0.163

The increase of pressure and Cr quantity may establish conditions in typical cast iron for absorption of N in within the range up to 0.7-0.9%. Since carbides highly impair striking impact and especially processable parts should be restricted to 0.7-1.1%. The strongly stiched in the austenite matrix carbides, however, may improve the wear resistance [10].

Table 3

Chemical composition, %					Quantity of N carried	η_N , %	N/Cr	N/Cr+Mn	C/N	C+N/Cr+Mn	Characteristics of the dead head under Pliquid/Psolid=0.888
C	Si	Mn	Cr	N							
0.23	0.74	18	6.2	0.839	100%	45.40	1/7.390	1/28.843	1/0.274	1/22.63	smooth frontal surface
0.44	1.21	17.98	7.24	0.730	q	39.35	1/9.9178	1/37.287	1/0.6027	1/23.26	smooth frontal surface
0.70	1.05	19.15	7.62	0.665	q	35.75	1/11.308	1/40.10	1/1.052	1/19.538	slightly shrinked
0.89	1.15	17.80	7.20	0.648	q	34.81	1/11.111	1/38.58	1/1.373	1/14.564	shrinked
1.16	1.04	16.60	5.80	0.449	q	23.78	1/12.917	1/49.888	1/2.583	1/13.92	very shrinked
2.67	1.04	16.59	5.95	0.190	0.7q	13.82	1/31.315	1/118.31	1/14.05	1/7.860	shrinked

Although with the increase of C concentration the degree of N absorption

under equal other conditions decreases, the mouldings crystallize dense without structurely released N (tabl.3). At low C concentrations (below 0.3-0.5%) N probably links in stoichiometric quantities with Cr (in formation of Cr_2N one part N combines with 7.43 parts Cr), which guarantees the preservation of N during crystallization. It is well-known that in structure free condition only the dissolved N is released [8]. With the increase of crystallization pressure under equal other conditions (composition, temperature, quantity of N carrier) the possibilities for preservation of N in the mouldings without letting it be released in structure free condition during crystallization, are increasing, since the quantity of absorbed N remains lower than the equilibrium concentration, calculated according to the law of Sieverts and the method of Chipman and Corrigan (fig.3). Nitrogen solubility and deviation from Sieverts law are presented in [22]. Under low pressure of saturation and crystallization when conditions to reach concentrations close to the equilibrium are being created, the probability for N release in structure free conditions is higher.

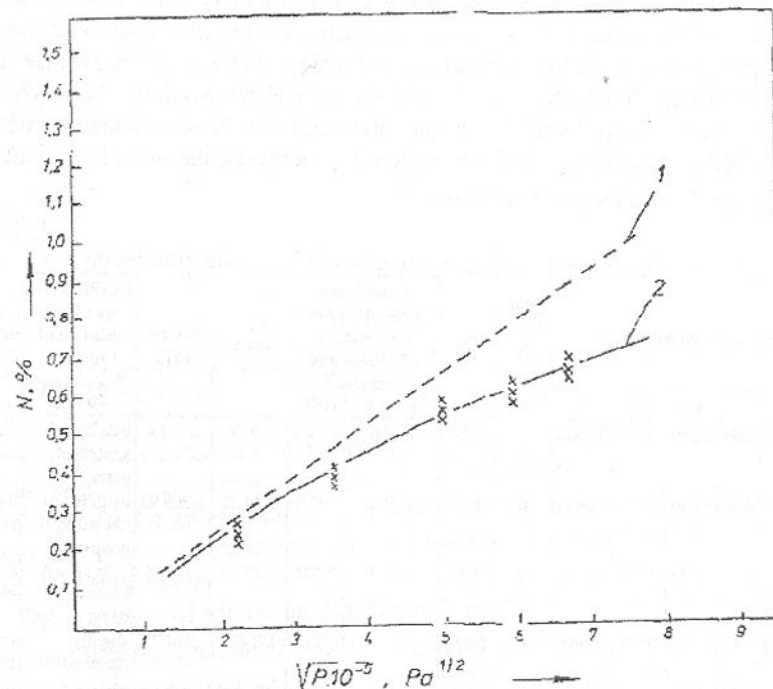


Fig. 3. Influence of pressure on quantity of absorbed nitrogen in alloys, containing 0.6-0.8% Mn, 5.8-7.2% Cr, 0.9-1.2% Si: 1. Equilibrium concentration, calculated according to the law of Sieverts; 2. Experimental results (absorption does not obey the law of Sieverts).

In alloys coated with Cr in quantities above 14-16% the problem about N preservation is not as difficult as in alloys containing Cr below 12-14%. Since Cr/N in highly coated with Cr alloys is bigger conditions are created to combine chemically the whole quantity of N and thus prevent its release in structure free condition. With the decrease of Cr concentration, however, the problem about N preservation increases. This has settled the notion that Cr content below 12-14% cannot provide conditions for absorption of stable N concentrations[7-9]. It has been experimentally determined that Cr content below 2-4% (in alloys containing 15-18%Mn) makes more difficult the absorption and preservation of above equilibrium N concentrations towards concentrations under atmospheric conditions particularly when Cr is introduced into the melt during nitration or after processing with N. This leads to swelling of the dead head, i.e. crystallization of the moulding with certain defects in spite of the fact that the quantity of absorbed N is considerably lower than the equilibrium concentrations under the given conditions (calculated according to the law of Sieverts by the method of Chipman and Corrigan (tbl.4). This indicates that the velocity of the process of N carrier dissociates quickly in contact with the melt, the Cr introduced during nitration cannot diffuse on the dividing surface metal-gas, combine chemically with N and increase N absorptibility[18]. When the melt is being alloyed with Cr in quantities close to the stoichiometric with the absorbed N, the degree of N absorption η_N increases, the moulding crystallizes dens and the dead head shrinks (tbl.4).

Table 4

Absorption of N as a function of Cr introduction mode

Chemical composition, %					Quantity of N carrier η_N , %	η_N , %	Equilibrium concentration according to Chipman and Corrigan, %		N/Cr	N/Cr+Mn	Characteristics of the dead head under $P_{liquid}/P_{solid} = -0.888$	Cr is introduced in the melt
C	Si	Mn	Cr	N			Without Cr	With				
0.78	0.88	16.10	0.46	0.0525	q	2.80	0.486	0.486	1/0.76	1/315.4	bulging with knots and pores	during nitration
0.86	0.76	18.10	1.27	0.0625	q	3.35	0.508	0.579	1/20.32	1/309.92	bulging with knots and pores	during nitration
0.64	0.57	18.38	3.75	0.126	q	5.88	0.565	0.826	1/29.76	1/175.6	bulging with knots and pores	during nitration
0.69	0.83	16.83	3.90	0.463	q	24.56	-	0.760	1/8.423	1/44.77	slightly shrunk	prior to nitration
0.89	1.15	17.80	7.20	0.648	q	34.81	-	0.881	1/11.111	1/38.58	shrunk	prior to nitration
0.84	0.98	16.20	10.5	0.928	q	50.33	-	1.275	1/11.31	1/28.77	shrunk	prior to nitration
0.81	1.03	18.90	13.75	1.490	1.78q	45.43	-	1.872	1/9.23	1/21.91	slightly bulging	prior to nitration

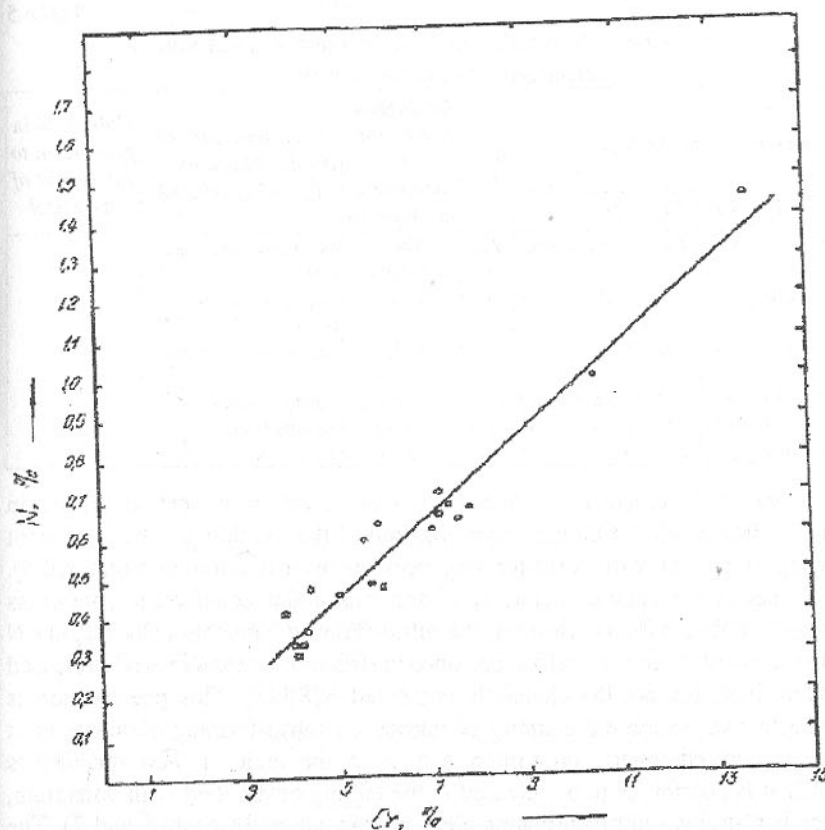


Fig.4. Influence of Cr on the quantity of absorbed N in alloys containing 0.6-0.8% C, 14-17% Mn, 0.8-1.25% Si

At high Cr concentrations the release of N in structure free condition is possible when the N carrier introduces N in quantities close to the utmost absorption under the given conditions. It is possible that molecular N remains in the melt also before crystallization it may, however be released also during the process of crystallization.

The influence of Mn on the absorption and preservation of N under equal other conditions (temperature 1500°C, $P_{liquid}/P_{solid} = -0.888$, quantity of N carrier) is analogous to that of Cr (fig.4 and 5). When the quantity of introduced electrolytic Mn prior to nitration C_{Mn} is not sufficient to combine N, the degree of absorption η_N similar to the influence of Cr is low and N is released in structure free condition during crystallization (tbl.5). Since Mn is weaker in nitride formation than Cr, the effect of its influence is smaller (fig.4 and 5).

Absorption of N as function of Mn content and introduced electrolytic Mn before nitriding

Chemical composition, %					N/Cr + Mn	η_N , %	Equilibrium concentration according to Chipman and Corrigan, %	Characteristics of the dead head under $P_{liquid}/P_{solid}=0.888$	CMn in % in proportion to the weight of the metal
C	Si	Mn	Cr	N					
0.78	0.88	6.10	4.46	0.0600	1/176.0	3.22	0.8922	bulging with knots and pores	2
0.62	0.96	10.85	4.94	0.274	1/57.63	14.08	0.8941	bulging with knots and pores	2
0.67	1.24	13.97	7.55	0.383	1/56.19	19.57	0.8921	bulging with knots and pores	2
0.70	1.05	19.15	7.62	0.665	1/40.26	36.31	1.1480	slightly shrank	10
0.62	0.95	21.54	7.20	0.838	1/34.30	44.79	1.3280	slightly shrank	20
0.80	0.74	27.02	7.20	0.904	1/37.85	49	1.6220	well shrank	30

One of the essential conditions for N preservation without its release in structure free condition during crystallization of the moulding is the sufficient alloying of the melt with nitrid-forming elements prior to nitration (tabl.4 and 5). Those elements combine chemically N and thus under equal other conditions increase its absorptibility. Besides, the nitrid-forming elements help keeping N within the melt during crystallization, since in structure free condition is released the dissolved, but not the chemically combined N[8][23]. This preservation is most effective when the quantity of introduced nitrid-forming elements is at least in a stoichiometric proportion with N in the melt. If their quantity is smaller it is possible N to be released in the alloying of the melt with vanadium, which is a stronger nitrid-formation element than Mn and Cr (tabl.6 and 7). The release of N in concentrations close to the equilibrium under the given conditions.

Table 6

Absorption of N as function of V content and mode of Cr and C introduced

Chemical composition, %						N equilibrium concentration according to Chipman and Corrigan, %	η_N , %	Characteristics of the dead head under $P_{liquid}/P_{solid}=0.888$	Cr and V are introduced in the melt
C	Si	Mn	Cr	V	N				
0.64	0.57	18.70	3.75	-	0.126	0.826	5.80	bulging with knots and pores	during nitration
0.69	0.83	16.83	3.90	-	0.463	0.760	24.56	slightly shrank	during nitration
0.69	0.83	16.83	3.90	2.30	0.954	1.556	51.77	very shrank	prior to nitration

Table 5

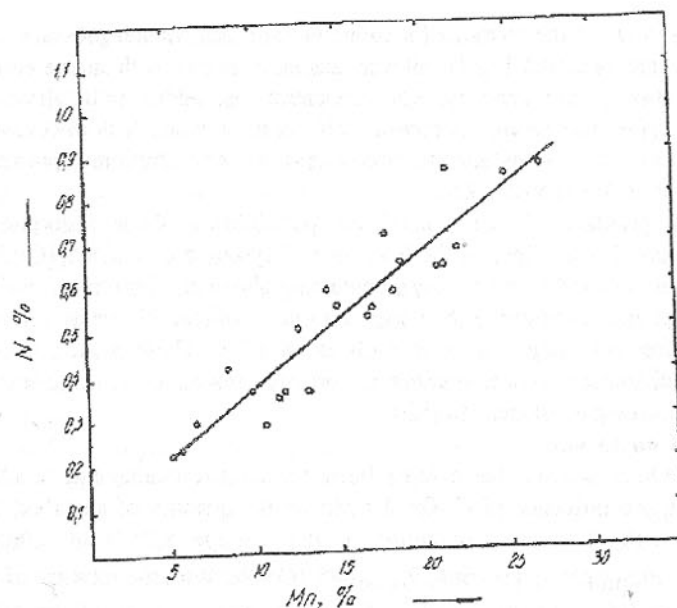


Fig.5. Influence of Mn on the quantity of absorbed N in alloys containing 0.6-0.8% C, 5.5-5.7% Cr, 0.7-1.25% Si

Table 7

Absorption of N in alloying with V, Mo and Al

Chemical composition, %									Characteristics of the dead head
C	Si	Mn	Cr	N	V	Mo	Al	Pb	
0.15	0.81	12.77	5.00	0.738	1.90	0.50	0.45	-	shranked, dense
0.73	1.62	14.40	5.63	0.610	0.59	0.45	0.65	0.4	shranked, dense
1.05	0.33	22.34	3.90	0.730	1.19	0.59	0.95	0.4	shranked, dense
1.13	0.69	12.75	3.46	0.630	0.93	0.33	0.70	0.4	shranked, dense
1.14	1.44	18.50	5.75	0.661	3.19	0.60	1.48	-	shranked, dense

In the Fe-Cr-Mn-C-N system particular interest presents the behaviour of aluminium. It is known that besides as a deoxidizer in the production of steels, Al is used as a stabiliser of austenite in classical non nitrated austenite steels[7]. In[9] is shown the de-nitrating action of Al in steels, because of its high affinity to N.

The experimental results show that high above-equilibrium N concentrations towards concentrations under atmospheric conditions in alloys on austenite basis may be obtained also after certain alloying with Al by using

the possibilities of the methods for founding with gas counter pressure. For the first time are obtained highly alloyed austenite alloys with above-equilibrium towards atmospheric conditions N concentrations, additionally alloyed with Al (tabl.7)[10]. The strong interaction of Al with N, when N is in considerable above-equilibrium towards atmospheric conditions concentrations, appears when the content of Al exceeds 1-2%.

On grounds of the considered possibilities about absorption and preservation of N in alloys of the Fe-Cr-Mn-C system are obtained [10][23] low and medium alloyed with Cr alloys, containing above equilibrium (towards those in atmospheric conditions) N concentrations, without N being released in structure free conditions during crystallization (tabl.7). These alloys possess high mechanical indicators-wear resistance, corrosion resistance in some less active media, oxidizing resistance etc. [10].

4. Conclusions

1. On a statistic basis have been formulated mathematic models for estimating the influence of C, Cr and Mn on the quantity of absorbed N after alloying with N carrier containing at the average 8,2%N at temperature 1500°C, $P_{\text{liquid}}/P_{\text{solid}}=0.666$, $P_{\text{cryst}}=45 \cdot 10^{-5}$ Pa. With the increase of Cr and Mn content the absorption of N in the studied ranges changes linearly, while under the influence of C the concentration of absorbed N decreases in an exponential relation.

2. To obtain dense mouldings alloyed with above equilibrium quantities of N towards atmospheric conditions, i.e. to prevent the release of N in structure free condition in low and medium alloyed with Cr alloys of the Fe-Cr-Mn-C-N system, containing below 10-14%Cr, it is necessary:

a) prior to nitration to be carried out alloying with nitrid-forming elements in quantities in at least stoichiometric proportion with the absorbed N;

b) crystallization to be carried out under pressure, providing maximum difference between the equilibrium N concentration (calculated according to the law of Sieverts by the method Chipman and Corrigan) and the quantity of absorbed N.

c) nitrogen solubility and deviation on Sieverts law are presented in [22].

3. Low and medium alloyed with Cr alloys of the Fe-Cr-Mn-C-N system containing above 2-4%Cr have been obtained. In them the proportion N/Cr has been reduced to the limits of 1/7 to 1/12 and the proportion N/Cr+Mn from 1/20-1/30.

4. A possibility for alloying the nitrated austenite with certain quantities of Al has been determined.

References: 1. Darken L.S., B.B. Gurry. Fizicheskaia Khimia metallov (perevod c angl.). Moskva, Metallurgizdat, 1960 2. Filipov S.I., P.P. Arsentiev,

V.V. Iakovlev. Konvertornaia plavka stally. Moskva (M), 1952 3. Mozgovoy V.S., A.M. Samarin. Raztvorimost azota v rasplavach Cr i C, Cr i Fe, Cr, Fe, Fe i C.-V. Fizikokhimicheskie osnovy proizvodstva stally. M., Izd. AN SSSR, 1957, 586-589. 4. Maekawa S., I. Nakagawa. Fetso to Hagane. Iron and steel inst. Japan, 1960 5. Saito T., Sci. Rep. Res. inst. Tonoku Univ., 1950, A, p. 909 6. Lakomskii V.I., V.I. Iavovskii. Gasai v tchugunach. Kiev. Gos. izd. techn. lit. 1959 7. Pridantsev M.V., N.P. Tallov, F.L. Levin. Vaisokoprotchnaie austenitnaie stally, M., Metallurgia, 1969. 8. Kalev L. Tc., B.V. Kolev. Po niakoi termodinamichny vaprossi na nassishtane s azot na splavy na Fe osnova pod naliagane i pry atm. uslovie. - Materialoznanie i tehnologia, Sofia, 1975, 4 9. Lanskaia K.A., Vaisokochromistaie jaroprotchnaie stally, M., Metallurgia, 1976 10. Dimov I.N., L. Ts. Kalev, B.V. Kolev. jeliavogaglerodna splav. Avt. sv. NRB, No 31141, 1979, Bulgaria. 11. Morozov A.N. Sovremennoie martenovskoe proizvodstvo. Sverdlovsk, Metallurgizdat, 1961 12. Langeberg F. C. J. Metals, 1959, p. 1099. 13. Beer S. Z. Transact. Metallurg. Soc. AIME, 1961, p. 2 14. Rashayar V. C., N. Perle. Transact Metallurg Soc. AIME, 1958 15. Mohan P. M. N. Perle. Mem. Scient. Revue metallurg, 1961, p. 9 16. Prosvirin V. I., and other. - Voprossai metallovedenia austenitnich stally, vaip. 52, Mashgiz, 1952. 17. Chipman I., D. A. Corrigan. Prediction of the solubility of Nitrogen in Molten steel. - Trans. AIME, 233, 1965, p. 1242 - 1252. 18. Kolev B. V., T. Trendafilov. Niakoi osobenosti na legiraneto na sivy doevtectichny tchuguny s azot. Mashinostroene, Sofia, 1981, N3. 19. Bojanov E., I. Vutchkov. Statistichesky reshenia v proizvodstvoto i nautchnite izsledvania. Sofia. Tekhnika, 1979. 20. Levy I. I. Azot v tchugune dlia otlivok. M., Mashinostroenie, 1961. 21. International conference on High Nitrogen Steels "HNS" 93, Kiev 1993, Kyoto, Japane, 1995, Stockholm and Chelsinky-1998 22. Kolev B. V. New Fe-based nitrogen and other volatile elements alloys, general results, development, future prospects. Scientific proceedings. International congress mechanical engineering technologies, 1997, phisical metallurgy and heat treatment, 2 Sofia. Bulgaria and 5-th intrnational congress "HNS'98, Helsinky and Stocholm. 1998. 23. Dimov I. N., B. V. Kolev. Varchu niakoy tehnologichny vaprossy na usvoivaneto na N v leiarsky splavy ot systemata Fe-Cr-Mn-C. Materialoznanie i Tehnologia, 13, 1984, Sofia, str. 4.

THE PROBLEMS OF MODELING AND RENDERING OF THE REALISTIC COMPLEX SCENES

Kovalov S., Korotin U. & Malcheva R. (DonSTU, Donetsk, Ukraine)

In this article, we discuss the problems of architecture's organization of the modeling and rendering graphics systems with the high-level parallelism for the

scenes of various complexity.

Interactive graphics is a field whose time has come. In the last few years it has benefited from the steady and sometimes even spectacular reduction in the hardware price/performance ratio, and now it is finally ready to fulfill its promise to provide us with pictorial communication and man/machine interaction.

Perhaps the most important new movement in graphics is the increasing concern for modelling objects, not just for creating their pictures. Furthermore, interest is growing in describing the time-varying geometry and behavior of 3D objects. Thus graphics is increasingly concerned with simulation, animation, and «back to physics» movement in both modelling and rendering in order to create objects that look and behave as realistically as possible.

Displaying large database at high frame rates clearly requires dramatic system performance, both in terms of computations and of memory of bandwidth. We have seen that the geometry portion of a graphics system can require more processing power than a single CPU can provide. Pipeline and parallel processors are the basic building blocks of virtually all current high-performance graphics systems.

Ray tracing is the modern and a powerful rendering method that can generate extremely realistic images. Unfortunately, it requires a great deal of computation: a typical image can require minutes or hours to compute on a typical workstation. Fortunately, ray-tracing algorithms can be parallelized in several ways [1]:

- **Component parallelism.** Computations for a single ray can be parallelized. For example, reflection, refraction, and intersection calculations all require computing the x , y , and z components of vectors or points. These three components can be calculated in parallel, resulting in a speedup by a factor of 3.
- **Image parallelism.** Ray-primitive intersections can be calculated in separate pixels, since the calculations for each ray are independent. To take advantage of this form of parallelism, however, pixels potentially need access to the entire database, since the ray tree for a particular ray may reach any portion of the database.
- **Object parallelism.** Primitives in the database can be distributed spatially over multiple pixels. Each pixel, then, is responsible for all rays that pass through its region. It computes ray-object intersections if the ray hits an object, and forwards the ray to the next pixel otherwise.

The first proposed object-parallel ray-tracing architectures used uniform spatial subdivision to assign portions of the universe to pixels [2]. This resulted in poor efficiency for many scenes, since most of primitives were clustered in a

few regions.

The image-parallel ray-tracing algorithm has been developed for Thinking Machines' SIMD Connection Machine [3], in which the database is repeatedly broadcast to all of the pixels, which perform ray-object intersections in parallel. Implementations have been reported on shared-memory multiprocessors, such as the BBN Butterfly [4]. Here, the database does not need to be stored at each pixel or broadcast repeatedly; instead, pixels request portions of the database from the memory system as needed. Unfortunately, contention for shared memory resources increases with the number of pixels, so only modest performance increases can be achieved in such systems.

Another level of parallelism is available in virtual-buffer systems that use rectangular regions and complete bucket sorting. In such a system, each buffer is initially assigned to a region. Parallel virtual-buffer systems do present two difficulties. First, transferring buckets to multiple rasterization buffer in parallel requires a high-performance data network between the front-end and rasterization subsystems, as well as sophisticated control and synchronization software [5]. Second, in some images, most of the primitives in the database can fall into a single region, making the extra layer of parallelism useless. The primitives in the overcrowded region could be allocated to more than one rasterizer, but then the multiple partial images would have to be combined. Although this complicates the rasterization process, it can be done by compositing the multiple images into one buffer at the end of rasterization.

The notion of combining images after rasterization can be used to build a second type of multilevel parallel architecture, *image-composition* or *composite* architectures. The central idea is to distribute primitives over a number of complete rendering system. The multiple renderers are synchronized so they identical transformation matrices and compute the same frame at the same time. Each renderer then computes its partial image independently and stores that partial image in its own frame buffer. A tree of pipeline of compositors combines the RGB and z-streams from each renderer using the special technique and algorithms. Figure 1 shows a composite system for displaying $4n$ triangles per frame built from four renderers, each of which can display n triangles per frame.

The main difficulties with this approach are the need to distribute the database over multiple processors, which incurs all difficulties of parallel front ends; aliasing or erroneous pixels caused by the image-composition operation; and a lack of flexibility, since image composition restricts the class of rasterization algorithms that can be implemented on the machine. Nevertheless, this approach provides an important way to realize system of extremely high performance.

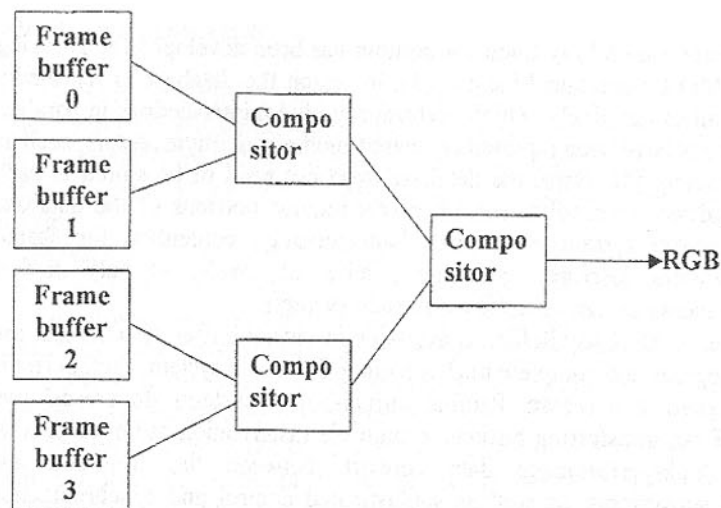


Fig.1. An image-composition system composed of four individual renderers.

References: 1. Foley J., Dam A. Computer Graphics. Principles and practice. - 2nd ed. In C. - AWPC, 1997. - 1175p. 2. Cleary J., Wyvill G. «Design and Analysis of a Parallel Ray Tracing Computer» // Proceedings of Graphics Interface'83, May 1983, 33-34. 3. Delany H. «Ray Tracing on Connection Machine» // Proceedings of the 1988 International Conference on Supercomputing, July 4-8, 1988, 659-664. 4. Jenkins R. «New Approaches in Parallel Computing» // Computers in Physics, 3(1), May 1989, 8-15. 5. Ellsworth D. Pixel-Planes 5 Rendering Control. - 1998.

NUMERICAL MODELING FOR THEORETICAL ERRORS AT WHIRLING THREAD-CUTTING

Merticaru V.V., Pruteanu O.V. (Gh.Asachi T.U., Jassy, Romania)

An algorithm of numerical modeling, able to describe the theoretical errors on the flank of the trapezoidal threads generated by whirling is proposed in the paper. Also, some results, obtained by applying the mentioned numerical modeling are presented.

In order to build a mathematical model able to describe the theoretical profile errors on the flanks of trapezoidal external threads generated by whirling,

it is proposed the following algorithm:

A). - the mathematical modeling of the theoretical surfaces generated by whirling, in the case of trapezoidal external threads, which involves:

- to establish the equations for the generating profile for trapezoidal threads;
- to establish the equations for the theoretical surfaces, generated by the cutting edge of one cutting tooth from the whirling-head;
- to establish the equations for the intersection curve between the theoretical helical surfaces generated by the cutting edges of two successive cutting teeth;

B). - the elaboration of the mathematical model for studying the profile errors on the flank, in different axial sections, which involves:

- to calculate the number of intersection points between the intersection curves, and the axial sectioning plane, placed on the flank profile;
- to calculate the positions of the points mentioned right above;
- to calculate rigorously the coordinates for the points of the theoretical profile of the flank and of the errors.

Starting from the algorithm presented above, there was conceived the program EPAX, in MATLAB for WINDOWS, and using that program, there was realized a theoretical study concerning the influence upon the theoretical errors, *Epax*, of the profile, on the flank, in axial section, for some of the technological parameters involved in the whirling thread-cutting process. Some of the results and the conclusions obtained are presented, in connection with the following figures, where *ri* represents the radial coordinate on the flank.

1. The profile errors on the flank, in axial section, take maximum values at the root and at the top zone of the flank and, in the case of an setting angle for the whirling-head equal to the lead angle, the minimum value of the profile error corresponds to a diameter just a little bit smaller than the pitch diameter. The diameter corresponding to the minimum value of the profile error can be controlled and modified through the setting angle β of the whirling-head.

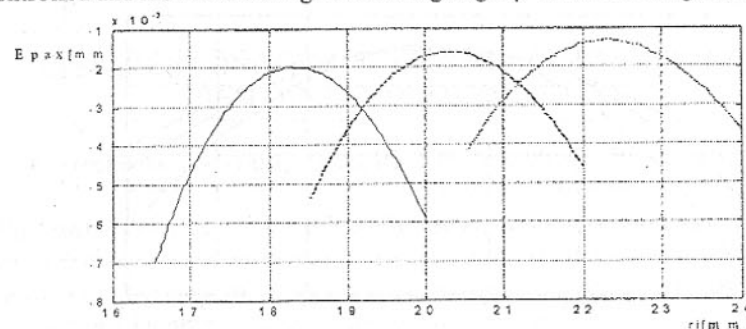


Fig.1. Influence of the major diameter, *d*, upon the theoretic profile of the right flank, in axial section: *p*=6mm; *z*_c=4; *k*_d=1.4; *n*_c=600 rot/min; *n*_p=6rot/min;
1). — *d*=40mm; 2). --- *d*=44mm; 3). — *d*=48mm;

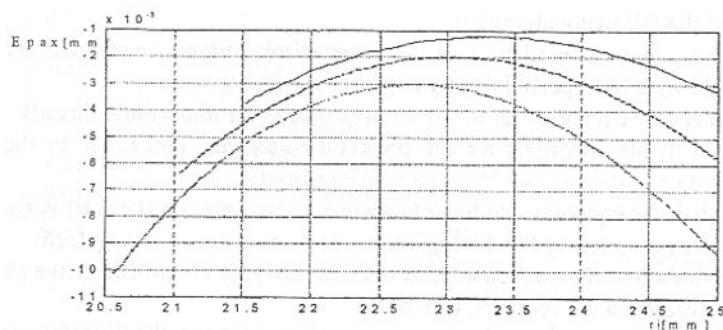


Fig.2. Influence of the pitch, p , upon the theoretic profile of the right flank, in axial section: $d=50\text{mm}$; $z_c=4$; $k_d=1.4$; $n_c=600\text{rot/min}$; $n_p=6\text{rot/min}$;

1). — $p=6\text{mm}$; 2). ---- $p=7\text{mm}$; 3). — $p=8\text{mm}$;

2. The influence of the dimensional parameters of the processed thread is shown in fig.1,2. For bigger values of the major diameter, d , the corresponding curves of the flank profile errors shift to the right and the minimum value of this error is smaller. For bigger values of the pitch, p , there is registered an increase of the minimum value of the flank profile error and there are increasing the values of the profile errors on the flank, at the root and at the top side. The diametrical coefficient, k_d , which represents the ratio between the setting diameter of the cutting teeth and the major diameter of the processed thread, has only a small influence upon the values of the flank profile errors (fig.3).

3. The influence of the cinematic parameters, respectively the number of rotations per minute, for the tool and for the workpiece, n_c , n_p and also of the number z_c of cutting-teeth from the whirling-head upon the values of the profile errors is insignificant, the corresponding curves for different values of these parameters being practically superposed.

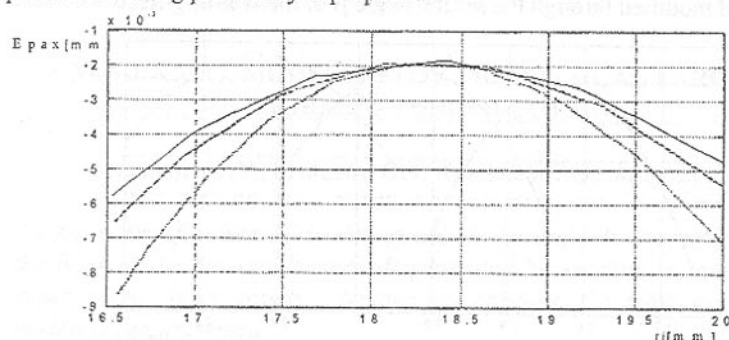


Fig.3. Influence of the diametrical ratio, k_d , upon the theoretic profile of the right flank, in axial section: $d=40\text{mm}$; $p=6\text{mm}$; $n_c=600\text{rot/min}$; $n_p=6\text{rot/min}$;

1). — $k_d=1.8$; 2). ---- $k_d=1.5$; 3). — $k_d=1.2$;

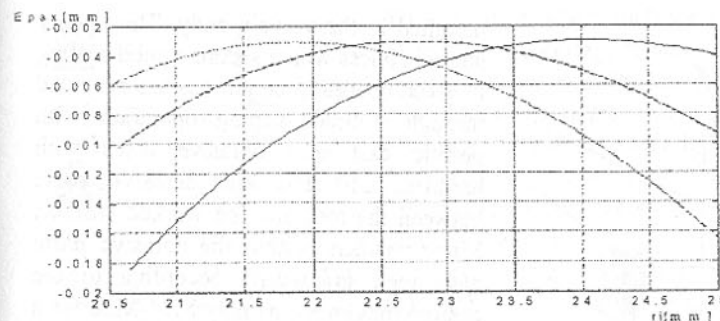


Fig.4. Influence of the setting angle β of the whirling head, upon the theoretic profile of the right flank: $d=40\text{mm}$; $p=6\text{mm}$; $n_c=600\text{rot/min}$; $n_p=6\text{rot/min}$;

1). — $\beta=3^\circ$; 2). ---- $\beta=3.16^\circ$; 3). — $\beta=3.3^\circ$;

7. An important influence has the setting angle β of the whirling-head (fig.4). For a setting angle smaller than the lead angle, the minimum of the corresponding curve of the flank profile errors shifts to a diameter bigger than the pitch diameter and also there is registered a decrease of the profile errors at the top zone of the flank and an increase of these errors at the root, which mean a bigger undercutting on the flank. For a setting angle bigger than the lead angle, the effect is opposite.

References: 1. Merticaru V.V., Contributions on mathematical modeling and theoretical study for whirling thread-cutting precision, PhD.Stage Report, Gh.AsachiTU, Jassy, Romania, 1997.- 95p. 2. Merticaru V.V., Pruteanu, O.V., Contributions on the Theoretical Study Concerning the Errors of the Flank Profile for External Threads Generated by Whirling Method, Jassy P.Mag.,Tom. XLIV(XLVIII), Suplim. I, 1998, p.63-66.

RESEARCH CONCERNING METHODS OF RESTORATION OF HIGH-DIMENSIONED VALVE BODIES

Paraschiv Dr., Sarbu I, Botez R. (T.U. "Gh. Asachi" of Iassy, Romania)

This paper presents equipment and a technology for restoration of hydraulic valve bodies, i.e. restoration of sealing surfaces which were damaged as a consequent of fluid pass. Working parametres are presented and the advantages of the utilisation of this restoration technology as well.

Experimental research.

The sealing surface of valves with the valve's case has the shape of a ring

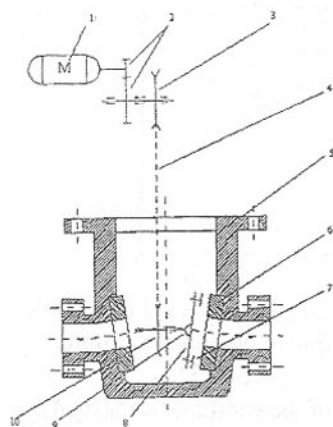


Fig. 1. Kinematic scheme

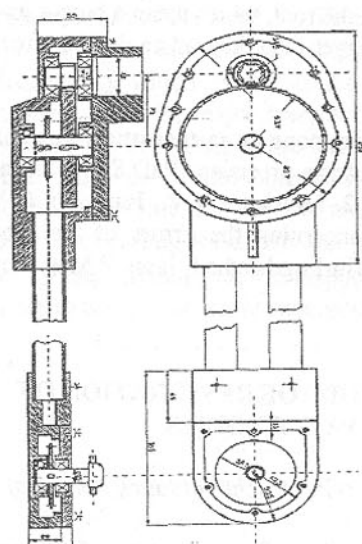


Fig. 2. The constructive scheme of the hand machine

in terms of the working step, namely:

- a. Filing tips, knurled in order to remove some gross non-uniformity;
- b. Lapping tips made of perlitic cast iron, in this case an abrasive paste with different granularity being used.

mounted in the valve's body. The planity and roughness which secure a good sealing in given operating conditions are provided through a final lapping operation with perlitic cast iron abrasive discs with hardness 210 HB and abrasive paste between the tool and the worked surface. Micro-powders within the abrasive paste have their granularity according to the desired roughness, namely M14-M28 for a roughness range of 0,05-0,2 μm .

The hand machine for polishing valve cages consists of the electric engine 1, gears 2, the motion is driven to the sprocket 3 and chain 4, then it is taken by the sprocket 10 and by means of the hemispherical jointed coupling 9, driven to the tool 8, which is provided with metal tips 7 that works onto the ring's 6 and valve's 5 surfaces (figure 1). To more easily handle such a machine, a two-body construction has been considered: one lower and one upper body, linked together by two tubes in which the chain can move (figure 2). The upper body supports the electric engine, the demultiplicating gears of the rotational motion and the driving sprocket shaft. The lower body supports the driven sprocket and the hemispherical joint shaft which drives the tool's motion. This type of joint has been used to allow tool's sloping until 5°, according to the mounting conditions of valve cage rings. The tool is presented in figure 3, its support having four tips which may differ

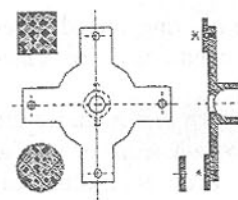


Fig. 3. Constructive scheme of the tool

To work brass plane surfaces a cutting speed of 10-15 m/min, a specific pressure of 1.5-3.5 MPa and an abrasive paste based on silicon carbide (SiC) are recommended. Some restoration methods of the closing-up cage rings are shown (figure 4).

1. Mounted of a threaded brass or plastics ring. This solution assumes the dismantling through depressing of the old ring, the carrying out of a thread in the cage's body and then their re-mounting. This solution is recommended for high-dimensioned valves.

2. A brass ring mounted through a number of threaded holes made in the old ring and covering the compensating ring with an abrasive layer. The fixing sunk bolts offer a higher mechanical resistance to any pullout load of the ring.

3. Pressing of a moldotan or rubber ring, the contact surface being profile-shaped in order to create a friction force which to resist to fixing loads.

4. Direct vulcanisation of the ring-shaped rubberised material in the gap resulted after the worn ring was extracted. Two semi-dies have to be made, the

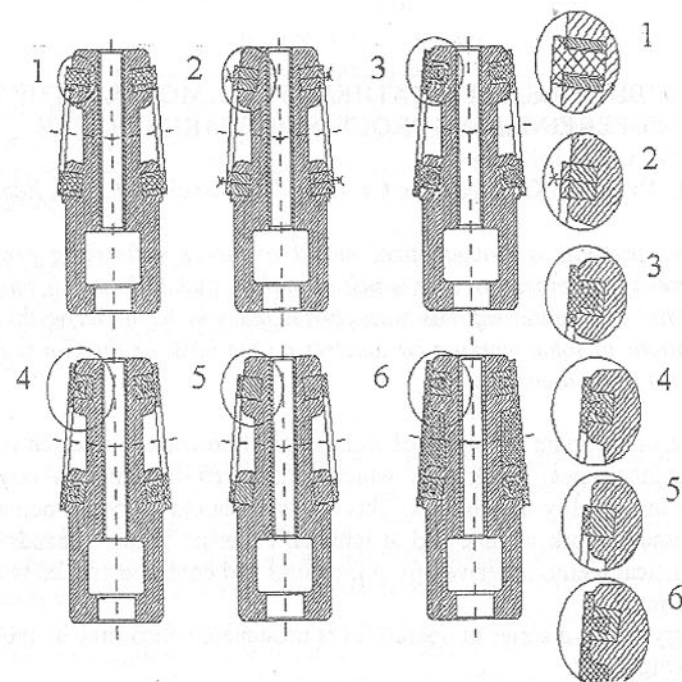


Fig. 4. Restoration methods of closing-up cage rings

vulcanisation being done simultaneously at both faces.

5. A teflon ring stuck on the worn surface of the old ring, already prepared by mechanical working to accomplish the planity conditions. The adhesive used is made on carbinol or epoxidic resins.

6. A ring with a direct-vulcanized rubber flange, which also includes the central gap of the valve cage, in order to perform a further adherence of it. The surface preparation consists of removing the metal ring or mechanical manufacturing of a trapeze-shaped groove inner fillet.

Synthetic diamond paste lapping is more and more utilised, its efficiency increases by 200-400% and surface quality improves by 1-2 classes.

Conclusions.

The main advantage of the presented technology is the possibility to restore the high-dimensioned valve rings, without their dismantling and transport to specialised workshops. Major time and work savings are obtained.

Reference: 1. Lupescu, O. et al. - Agrarian equipment repairing technology, Technical Publishers, Kishinev, Moldova, 1999. 2. Paraschiv, Dr. et al. - Machines repairing and assembling technology, Rotaprint Iassy, Romania, 1998.

CONTRIBUTIONS ONTO MATHEMATICAL MODELING OF THE SUPERFINISHING PROCESS OF BEARING RACES

Sarbu I., Pruteanu O.V., Antohe Cr. (T.U. "Gh. Asachi" of Iassy, Romania)

This paper presents a mathematical model of the superfinishing process of bearing races, a complex process which should be studied by using simplifying assumptions. A computer soft has been carried out, which can derive the regression equations of some working parametres on the basis of the Gauss test and also can draw 3-D diagrams.

One of the main problems of technological processes' research is setting out the technological parametres which satisfy certain demands concerning efficiency and quality of products. This research should be performed at an as low as possible work volume and at minimal expense. These demands request using statistical methods derived from measures and control activities within the respective process.

Carrying out a series of operations is presumed, which may be grouped in the following steps:

1 - establishing the way of the technological process's deploying;

2 - performing experiments according to a previous plan;

3 - deriving the mathematical relations of the model;

4 - verifying the proposed mathematical model.

After experiments are carried out, the opportunity of removing some data from the data range obtained is verified, and afterwards the mathematical relations of the model are derived. This has to be done by using specific tests.

The general diagram of a technological process is shown in figure 1, where:

- $x_1, x_2, \dots, x_{n1}$ - the input parametres of the technological system;
- $y_1, y_2, \dots, y_{n2}$ - the output parametres of the technological system;

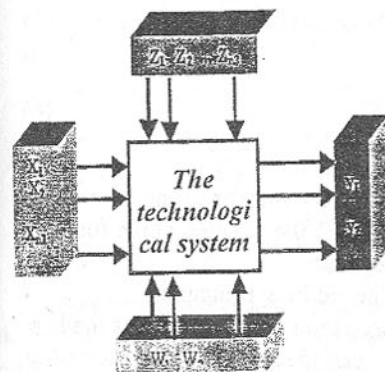


Fig.1. Scheme of a technological system

- $z_1, z_2, \dots, z_{n3}$ - the under-control internal parametres;
- $w_1, w_2, \dots, w_{n4}$ - the out-of-control internal parametres.

These parametres can be classified in independent and dependent parametres. The dependent ones are the objectives or the outcomes of the technological process. Since such models are complex and difficult to derive and use, models of type:

$$y_i = f(x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ni}) \quad (1)$$

are often used.

During the present research, the most often used concordance criterion - Gauss - has been utilised. This one consists of calculating the sum Ω , given by the relation:

$$\Omega = \frac{1}{n-k} \sum_{i=1}^n (y_i - y_{ci})^2 \quad (2)$$

where: n - number of measurements; k - number of constant terms in the considered function; y_i - the measured value corresponding to the independent parametres in the i -ranked experiment; y_{ci} - the calculated value by means of the function obtained by the least square method, corresponding to the same i -ranked independent parametres. Amongst two or more functions to compare from the concordance point of view, that which has the minimal sum Ω has to be chosen. The calculation of coefficients is generally done by the least square method. The utilised soft allows to deriving a link relation between a dependent parametre y in terms of some more independent linear parametres $x_1, x_2, \dots, x_n$,

i.e. a (1)-type relation. The soft chooses the best function amongst five types, which can come to a linear independence as:

$$Y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + \dots + a_n x_n \quad (3)$$

$$Y = a_0 \cdot x_1^{a_1} \cdot x_2^{a_2} \cdot \dots \cdot x_n^{a_n} \quad (4)$$

$$Y = a_0 \cdot a_1^{x_1} \cdot a_2^{x_2} \cdot \dots \cdot a_n^{x_n} \quad (5)$$

$$Y = a_0 + \frac{a_1}{x} + \frac{a_2}{x^2} + \dots + \frac{a_n}{x^n} \quad (6)$$

$$Y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_1^2 + \dots + a_{2n-1} x_n + a_{2n} x_n^2 \quad (7)$$

The Gauss sums' vector S(5) has to be lower-to-upper arranged and the minimal Gauss sum is displayed, as being "the best", the degrade of the function obtained will be drawn in an orthogonal Oxyz system.

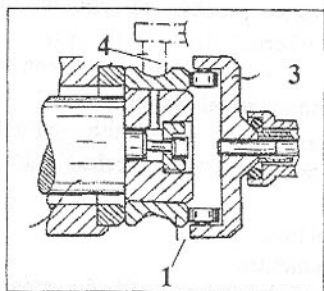


Fig.2. The principle scheme of the machine. 1-the bearing ring; 2-driving shaft; 3-supporting fork; 4-abrasive bar.

The working principle:

1. Utilised tools: - Abrasive bars made of silicon carbide and electrocorindon, granularity 600-1200, low and medium hardness, with vitrified bond or sulphur-based: (EK1 600-06-135-VKH S; SC9 1000-1-65 VU S etc.).

2. Specimen's material: - RUL 1 STAS 1456-89 (hardness 60-65 HRC).

3. Working motions (figure 2): - the rotational motion of the bearing ring;

- the vibration motion of the abrasive tool;

- the transversal or radial feed

motion of the tool.

4. Working environment: - superfinishing oil MET 1R;

- transformer oil TR 30 (50%) with kerosene (50%);

5. Utilised machine: - Superfinishing machine SCM01.93 (built in TCM Dept., by our owns).

6. Optimal working parametres:

- For initial superfinishing:

$p=0,28$ [MPa]; $n_p=2720$ [rot/min]; $n_{osc}=260$ [vibr/min]; $u_x=20$ [°]; $t=15$ sec; type of the abrasive bar EK1 1200-07-100 VLO4S.

$$\diamond 1: R_a = 0,128 \cdot n_p^{0,3} \cdot n_{osc}^{-0,126} \cdot p^{-0,88} \cdot t^{-0,455} \cdot u_x^{-0,079}$$

$$\diamond 2: \Delta A.Poz_{cdr} = 0,0727 \cdot n_p^{-0,094} \cdot n_{osc}^{0,013} \cdot p^{-0,0096} \cdot t^{1,01} \cdot u_x^{0,3}$$

$$\diamond 3: \Delta B.ax_{cdr} = 3,688 \cdot n_p^{-0,00089} \cdot n_{osc}^{-0,135} \cdot p^{0,00275} \cdot t^{-0,141} \cdot u_x^{0,145}$$

$$\diamond 4: \Delta AFPT = 0,369 \cdot n_p^{0,0236} \cdot n_{osc}^{0,11} \cdot p^{0,28} \cdot t^{0,0874} \cdot u_x^{0,068}$$

$$\diamond 5: \Delta AFPC = 1,63 \cdot n_p^{-0,164} \cdot n_{osc}^{0,0299} \cdot p^{0,0358} \cdot t^{-0,036} \cdot u_x^{0,194}$$

$$\diamond 6: \Delta AD_{cdr} = 0,574 \cdot n_p^{0,0954} \cdot n_{osc}^{-0,0238} \cdot p^{0,11} \cdot t^{0,48} \cdot u_x^{0,138}$$

- For the final superfinishing:

$p=0,2$ [MPa]; $n_p=622$ [rot/min]; $n_{osc}=1217$ [vibr/min]; $u_x=20$ [°]; $t=15$ [sec]; type of the abrasive bar EK1 1200-07-100 VLO4S.

$$\diamond 7: R_a = 0,21 \cdot n_p^{-0,189} \cdot n_{osc}^{0,199} \cdot p^{-0,166} \cdot t^{0,122}$$

$$\diamond 8: \Delta A.Poz_{cdr} = 3,393 \cdot n_p^{-0,0534} \cdot n_{osc}^{-0,0599} \cdot p^{-0,009} \cdot t^{-0,0195}$$

$$\diamond 9: \Delta B.ax_{cdr} = 3,597 \cdot n_p^{-0,067} \cdot n_{osc}^{0,0275} \cdot p^{0,112} \cdot t^{-0,158}$$

$$\diamond 10: \Delta AFPT = 5,517 \cdot n_p^{-0,518} \cdot n_{osc}^{0,0356} \cdot p^{0,318} \cdot t^{-0,394}$$

$$\diamond 11: \Delta AFPC = 1,375 \cdot n_p^{-0,00985} \cdot n_{osc}^{-0,0389} \cdot p^{0,249} \cdot t^{0,074}$$

$$\diamond 12: \Delta AD_{cdr} = 4,41 \cdot n_p^{0,157} \cdot n_{osc}^{-0,229} \cdot p^{-0,549} \cdot t^{0,0093}$$

Regression equations have been obtained for: roughness R_a , position deviation $\Delta A.Poz_{cdr}$, axial run-out $\Delta B.ax_{cdr}$, transversal profile deviation $\Delta AFPT_{cdr}$, roundness deviation $\Delta AFPC_{cdr}$ and race's diameter deviation ΔAD_{cdr} .

References: I. Sârbu, I. – Research on superfinishing bearing races. PhD thesis, Iassy, Romania, 1999.

THE DEVELOPMENT AND INVESTIGATION OF THE NEW TECHNOLOGY - "ACTIVE SLAG ESR" FOR REFINING OF TITANIUM ALLOYS

A.D. Ryabtsev, A.A. Troynskiy, O.V. Tarlov, V.V. Pashinsky (DonSTU, Donetsk, Ukraine), M.G. Benz (GE CRD, Schenectady, USA), V. N. Radchenko (Latrobe Steel Company, Latrobe, PA, USA)

The new variant of electros slag remelting process "Active Slag ESR" (ASESR) was developed and investigated. It is based on using of chamber furnace of original design, active metalcontaining slags and atmosphere of noble gases. It is established, that new process permits to reduce the content of impurities and to dissolve the inclusions, in titanium alloys in particular.

1. Introduction

On the base of industrial units ESRP the chamber furnaces were designed and manufactured. This equipment provides to carry out the process of remelting in the atmosphere of purified noble gas under normal or overpressure. The theoretical and experimental researches of different slag mixtures influence on the quality of produced ingots were fulfilled. The advantages of the calcium-containing slag systems were established. These slag systems provide to product

ingots of maximal purity. Calcium-containing systems were studied in detail, the optimal technological variants of their application were selected.

2. "Active Slag" Electroslag Refining (ESR)

On the base of theoretical investigations the variant of ASES process for titanium alloys was developed. The experimental melting process examined in this study is the Ca containing CaF_2 active slag version of Electro-slag Refining (ESR) [1]. The effort is directed at finding a process that provides for rapid dissolution of nitrogen-rich inclusions. Dissolution of nitrogen-rich inclusions is envisioned to take place in active slag ESR as shown schematically in Figure 1. Sequentially, the events are: 1) transport of nitrogen from the inclusion into the slag as the slag flows past the exposed surface of the inclusion, 2) circulation of the slag, 3) re-dissolution of the nitrogen into the liquid metal film on the face of the electrode (at a low concentration over a broad area), 4) melting of the face of the electrode, 5) falling through the slag as nitrogen dissolved in droplets of liquid titanium, and 6) collecting in the liquid metal pool below as a uniformly distributed solution.

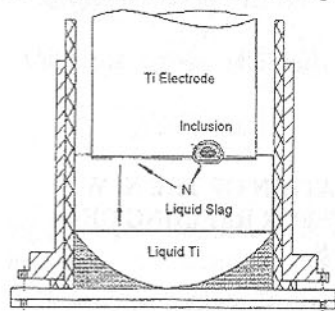


Figure 1. Nitrogen transport during ESR for dissolution of nitrogen-rich inclusions

3. Dissolution of Nitrogen-Rich Inclusions

Laboratory-scale electrodes were prepared from sponge titanium bars containing one or two large (750 mm) nitrogen-rich inclusions (two types: one approximately 30 at.% nitrogen and the other approximately 49 at.% nitrogen). The electrode diameter was approximately 60 and 75 mm. The crucible diameter was approximately 95 and 135 mm. The completed ingots weighed approximately from 3.5 to 20 kg. The electrode melt rate range (equal to the ram motion rate) was approximately 200 to 1000 microns/s. The slag was CaF_2 containing from 2 to 5 weight % Ca. The atmosphere above the slag was static argon, gettered by vaporization of calcium from the slag to a partial pressure of nitrogen less than 10^{-15} atmospheres. The two types of inclusions, 30 and 49 at. % nitrogen were prepared. Inclusions designated 30 at. % nitrogen were fabricated from

artificially "nitrided sponge" [2] Inclusions designated 49 at. % nitrogen were fabricated in a similar fashion from TiN powder.

Experiments were conducted at different levels of ESR current and with two levels of inclusion nitrogen content. Some of the inclusions of both types were fully dissolved, others were partially dissolved, some were not dissolved but showed a reduction in nitrogen content (color change). The ingots were scanned by high resolution ultrasonic imaging at 5 and 10 MHz [2,3] to determine the state of inclusion dissolution. An example of an ultrasonic image of a partially dissolved 30 at. % inclusion is shown in Figure 2. The ingots were then sectioned in the regions identified by ultrasonic imaging and examined metallographically. A photomicrograph of the partially dissolved inclusion is shown in Figure 3.

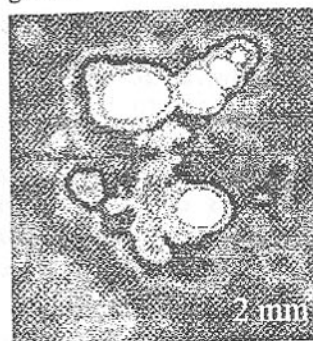


Figure 2. Ultrasonic image of partially dissolved 30 at. % nitrogen inclusion taken at 10 MHz (top view).

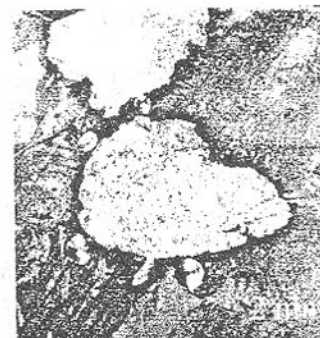


Figure 3. Photomicrograph of partially dissolved 30 at. % nitrogen inclusion (side view).

4. Conclusions

Possibility of effective using of electroslag remelting process for destroying (dissolution) of nitrogen-rich inclusions is shown by the results of current investigation.

For successful and complete solving of problem of dissolution of inclusion and removing the products of dissolution the increasing of electrode and ingot diameter is necessary. It permits to keep the temperature regime of process and depth of molten bath at necessary level and decrease the melting rate to value that guarantee the removing of inclusion. Next step must be the fulfillment of pilot-scale experiments with ingots 400-600 mm in diameter.

References: 1. M.G. Benz, P.J. Meschter, J.P. Nic, L.C. Perocchi, M.F.X. Gigliotti, R.S. Gilmore, V. N. Radchenko, A.D. Riabtsev, O.V. Tarlov, V.V. Pashinsky: "ESR as a fast Technique to Dissolve Nitrogen-Rich Inclusions in Titanium," innovations in Materials Conference, Washington, DC, July, 20-22, 1998, Journal Innovations in Materials. 2. Artificially nitrided sponge purchased from Timet Corporation, Quotation 95-265-2, September 1995. 3. R.S. Gilmore: "Industrial Ultrasonic Imaging/Microscopy," J. Phys. D: Applied Physics, Vol. 29, pp. 1389-1417 (1996).

DYNAMIC MODELLING AND SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS OF COMPLEX MECHANICAL SYSTEMS BY EMPLOYMENT OF NATURAL FORMS

Soliterman Y.L., Goman A.M., Alexandrova V.S.
(INDMASH NANB, Minsk, Belarus)

The proposed methods of dynamic modelling of complex mechanical systems give the possibility to select the rational parameters of systems without performing troublesome calculations. Decomposition of motion on natural form consists of the base of such methods. These methods have received the practical employment in design tractor transmissions.

The mechanical drives are ones from the most responsible parts of the modern technical systems, which quite often limit their reliability, qualitative, and service characteristics. The dynamic loads and vibration which arise during their work promote to the nucleation and development of fatigue failures of high loaded elements of such drives, gradual reducing of resource and sometimes to abnormal failure of the whole drive. On this reason it seems essential during design of drive mechanism to perform rational selection and sometimes to provide the possibility of the control of dynamic system parameters with aim to lowering the intensity of oscillating processes in drive's units. The methods of rational design of dynamic system are based on employment of phenomenon that during resonance regimes the amplitude of forced oscillation is proportional to amplitude of appropriate natural forms [1,2]. The suggested criteria of comparison for the competitive variants of dynamic system design are based on the analysis of natural oscillation forms and give the possibility to define the rational parameters of drives parts. On our opinion, the most effective method of analytical investigation of mechanical drive dynamic models is the decomposition of system's motion by natural forms. The motion of any system's element under the influence of disturbing variable forces is defined by expres-

sion:

$$x_k = \sum_{i=1}^n q_i(t) h_{ik}, \quad (1)$$

where $q_i(t)$ - a normal coordinate; h_{ik} - an amplitude of oscillation of k mass on i natural form.

The rationalisation of drive may be achieved by variations of the system parameters (masses and rigidities). The analysis of the oscillation forms gives the possibility to find the most effective variant of system design. The level of minimum vibroactivity may be selected as a performance criterion and the rational parameters of the system may be defined at its base. For achieving this in the most of instances it is sufficient to limit consideration and analysis the first two or three oscillating forms only, because they have usually the primary influence. The dynamic system subjected to continuous spectrum G of disturbing oscillations is forced to fluctuate on natural frequencies located in this spectrum. It is supposed that the criterion of evaluation of vibroactivity for the possible competitive variants of dynamic system may be expressed through the norm amplitudes of natural forms:

$$H_j = \frac{\sum_{p_2 \in G} |\tilde{h}_{ij}| p_i^2}{\sum_{p_1 \in G} |\tilde{h}_{kj}| p_k^2}, \quad (2)$$

where p_1, p_2 - spectra of frequencies of the competitive variants; $\tilde{h}_{ij}, \tilde{h}_{kj}$ - norm natural forms of j structure; H_j - the degree of lowering of vibroactivity for j structure.

In machine's drives spectra of disturbing frequencies are usually located in some limited zone. So, for the selection of rational variant of dynamic system according to criterion (2) it is sufficient to limit the consideration of natural forms, the frequencies of which is located directly in this zone or close to it. This method gives the possibility on the design stage to perform the analysis and comparison of dynamic characteristics of complex systems without calculation of forced oscillation characteristics. In the case if the dynamic model is known and load factors may be defined, the ratio of vibroacceleration of system's elements may be used as a criterion of evaluation for the competitive variants of dynamic system. These vibroaccelerations are calculated by integration of differential equations of system's motion. This criterion is expressed as:

$$H_j = \frac{|x_{2j}|_{\max}}{|x_{1j}|_{\max}}, \quad (3)$$

where x_{1j}, x_{2j} - vibroaccelerations of competitive variants for j element.

Let us consider the real application of above described method of investigation of dynamic loading in mechanical drives for the comparison of dynamic characteristics gearing with solid and self-adjusted gear wheels. Dynamic loading in gearing may be defined on the base of impact theory in proposition that the contact of conjugate teeth begins at velocity of impact V_0 . Dynamic model of gearing with solid wheels may be represented as chain two-mass system, and for self-adjusted wheels - chain three-mass system. The solution of these problems is defined by integration of differential equation systems at defined initial conditions with help of natural forms. The criteria of vibroactivity for considering variants of gearing may be expressed as H_1 and H_2 for pinion and wheel correspondingly:

$$H_1 \approx \frac{\sum_{i=1}^3 (h_{2i}'' | p_i^* / M_i^*)}{\sum_{i=1}^2 (h_{2i}'' | p_i / M_i)}, \quad H_2 \approx \frac{\sum_{i=1}^3 [(h_{2i}'')^2 p_i^* / M_i^*]}{\sum_{i=1}^2 (h_{2i}''^2 p_i / M_i)} \quad (4)$$

where p_1, p_2 - natural frequencies for gearing with solid wheels; p_1^*, p_2^*, p_3^* - natural frequencies for gearing with self-adjusted wheels; h_{21}, h_{22} - amplitude values of wheel oscillations natural forms for gearing with solid wheels; $h_{21}'', h_{22}'', h_{23}''$ - amplitude values of wheel hub oscillations natural forms for gearing with self-adjusted wheels; M_1, M_2 - generalised masses for gearing with solid wheels; M_1^*, M_2^*, M_3^* - generalised masses for gearing with self-adjusted wheels.

From (4) it is obvious, that effect of vibroactivity lowering is defined by natural forms and depends from their parameters only. The most rational design of gearing may be received by varying the parameters of dynamic system, such as, for example, mass of teeth ring and rigidity of elastic connection of ring and hub. Such, for example, for final drive gearing variants of caterpillar tractor criteria of vibroactivity lowering in a case of employment of self-adjusted wheel will be for pinion $H_1=0,973$; for wheel $H_2=0,696$. The coefficient of internal dynamic load on gear teeth will be lowered on the approximately same values. This gives the real results in reliability increasing of gear meshing.

References: 1. Berestnev O.V., Goman A.M., and Ishin N.N. The Analytical Methods of Mechanics in Drive Dynamics, Nayka i Technika, Minsk 1992. (In Russian). 2. Berestnev O.V., Goman A.M., Soliterman Y.L., Akinfiyev T.S. The build-in diagnostics system of mechanical resonant drives for industrial robot. Proceedings of the Conference «Mechanics in Design '98» Nottingham Trent University 1998. P 443-451.

СОДЕРЖАНИЕ

Александров Е.Е., Воронцов С.Н., Карпенко В.А. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ СЛУЧАЙНОГО МИКРОПРОФИЛЯ ДОРОГИ	3
Александров Е.Е., Самородов В.Б. ПРОБЛЕМЫ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	6
Антонюк В.С. ФОРМИРОВАНИЕ ДИСКРЕТНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СТРУКТУР ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ ПАР ТРЕНИЯ	9
Безвесильная Е.Н. МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СЛОЖНОЙ АЭРОГРАВИМЕТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	14
Бохонский А.И., Волнухин Д.В., Мозолевский М.И. УПРАВЛЯЕМОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ ТЕХНИКИ	16
Букин С.Л., Соломичев Н.Н. ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ТРЕХМАССОВОГО ВИБРОГРОХОТА	19
Быковских С.В., Позняк Д.В., Быковских П.С. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТРУКТУРЫ И УПРОЧНЯЮЩЕЙ КАРБОНИТРИДНОЙ ФАЗЫ НА ФОРМИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛИ	22
Варюхин В.Н., Спусканий В.З., Богданов В.А., Эфрос Б.М. ПРИМЕНЕНИЕ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ В ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ МАШИНОСТРОЕНИЯ	28
Вассерман И.Т. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-МОРФОЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИ РАЗРАБОТКЕ САПР МЕХАНИЗИРОВАННЫХ ЦИТОВЫХ КРЕПЕЙ ВЫЕМОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ	31
Волощенко А. П. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МАШИН	36

Вяльцев Н.В., Гусев В.В., Киселева И.В., Молчанов А.Д. ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОКСИДНОЙ КЕРАМИКИ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ	40
Гавриш О.А. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ С НАПЛАВКАМИ.....	45
Гецович Е.М., Волонцевич Д.О. К ВОПРОСУ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНОГО ДАТЧИКА ДЛЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ЧАСТИ АБС.....	51
Гладчук Є.О. СИНТЕЗ ОРГРАФУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ БАГАТОМАСОВОЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЗМІННОГО СКЛАДУ З ГРУПОВИМ ПРИВОДОМ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ.....	54
Гогайзель А.В., Кравченко А.П. МОДЕЛЬ ДЛЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЗАЗОРАМИ И ПОВРЕЖДЕНИЯМИ.....	58
Гольцев А.С. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ЛОКАЛЬНО НАГРЕТЫХ ОРТОТРОПНЫХ ПЛАСТИН.....	60
Горецкий Г.В. ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОТДЕЛОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ	63
Горкуша А.Е., Гуня А.П., Стеблянко В.Г. К ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ ВКЛАДЫША НА ПРОТЯЖЕННОСТЬ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ И ЕГО РЕЖИМНЫЕ ПАРАМЕТРЫ	66
Грабар І.Г. ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОТРИВАЛОЇ МІЦНОСТІ НАТУРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ КОРОТКОЧАСНИХ ВИПРОБОВУВАНЬ	70
Девин Л.Н., Гаргин В.Г. ПРИМЕНЕНИЕ МЕЛКОЗЕРНИСТЫХ АЛМАЗНО - ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН (АТПМ) ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ.....	73

Демин А. В. АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В СТРУКТУРЕ МАШИНОСТРОЕНИЯ В 1998г.	76
Демин В.П., Михайлов А.Н. РЕСТРУКТУРИЗАЦИЯ КАК СПОСОБ СТАБИЛИЗАЦИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ	79
Деревянченко А.Г., Сухоруков Ю.Н. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЙ РЕЖУЩИХ КРОМОК ИЗНОШЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ	82
Долгин В. П. ТЕОРИЯ СИНТЕЗА ДИСКРЕТНОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА	84
Душинский В.В., Амин Афшар К. СЕБЕСТОИМОСТЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МНОГОГРАННЫХ БЫСТРОСМЕННЫХ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН	87
Захаров М.В., Коноплянченко Є. В., Радчук О.В., Чибіряк Я.І. ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ ВИРОБІВ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ	90
Ивченко Л. И., Ковалева Л. И., Лен С. Г. НАПРЯЖЕННОСТЬ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ИЗНАШИВАЮЩИХСЯ ТЕЛ И МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ.....	96
Калафатова Л.П. ВОЗМОЖНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ДЕФЕКТНОСТЬЮ ШЛИФОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ СТЕКЛА ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ.....	100
Кириченко И.А., Доан Дык Винь ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ И ОТДЕЛКИ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС МЕТОДОМ ОБКАТКИ В ПРОСТРАНСТВЕННОМ СТАНОЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ.....	108

Клягин Г.С. ЯПОНСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВОМ И КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ.....	111
Кобин С.К., Бизянов Е.Е., Пазранд Ю.Э. СТАБИЛИЗАЦИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ СВАРКЕ МЕТАЛЛОВ	120
Ковалев В.Д., Бабин О.Ф., Донченко А.И. АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР	122
Кравченко В.М., Семенченко А.К., Шабаев О.Е. ОПТИМИЗАЦИЯ ВРЕМЕНИ ПРОВЕДЕНИЯ ОЧЕРЕДНОГО РЕМОНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ, ОБОСНОВАНИЕ ВИДА РЕМОНТА И ЗАТРАТ ДЛЯ ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ	125
Крижанівський В.А., Кириченко А.М. ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ НАВАНТАЖЕННЯ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ ПРИВОДУ ПОДАЧІ СИЛОВОГО СТОЛА	130
Кузнецова О.Н., Зори А.А. АВТОМАТИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И КОНТРОЛЬ СРЕДНЕОБЪЕМНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ КАРАМЕЛЬНОЙ МАССЫ В КОНДИТЕРСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ.....	134
Куница А. В., Куница А. А. АНАЛИЗ УРАВНЕНИЙ ЛАГРАНЖА.....	139
Кюрчев В.Н., Панченко А.И. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН	141
Лебедь В.Т. ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОСТАВНЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ	147
Лисовский В.С., Ковальчук А.М. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ДВИЖЕНИЯ И ЦЕЛОСТНОСТИ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ.....	150
Мартыненко В.А., Гришин В.С., Доморацкий В.А., Шпирка И.И. ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА КРУГЛЫХ ПОВОРОТНЫХ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН НА ИХ СТОЙКОСТЬ	153

Михайлов А.Н., Байков А.В., Сагуленко Н.Г. ОЦЕНКА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОРИЕНТИРОВАННО РАСПОЛОЖЕННЫХ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН В ПОЛИМЕРНОЙ МАТРИЦЕ	155
Михайлов А.Н., Седиков Р.С., Ландик В.И., Муравья Е.С. РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ ЛИНИЙ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА САМОСТОПОРЯЩИХСЯ ГАЕК	160
Настасенко В.А. НОВОЕ НАПРАВЛЕНИЕ В ОСНАЩЕНИИ ЧЕРВЯЧНЫХ ЗУБОРЕЗНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ ПОВОРОТНЫМИ НЕПЕРЕТАЧИВАЕМЫМИ ПЛАСТИНАМИ	164
Петраков Ю.В., Халид Абу Эль Хусейн СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ КОНТУРНОГО ШЛИФОВАНИЯ	167
Петров А.С., Воронцов Б.С., Бочарова И.А. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НОВЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ СОЗДАНИИ ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ	170
Проволоцкий А.Е., Паршина Е.А. ПРОБЛЕМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ КОМПЛЕКСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА.....	173
Ронк Т.А. ФОРМИРОВАНИЕ АНТИЗАДИРНЫХ СЛОЕВ В СПЕЧЕННЫХ ПОДШИПНИКОВЫХ МАТЕРИАЛАХ СО ФТОРИДОМ КАЛЬЦИЯ.....	176
Саленко О.Ф. ФОРМУВАННЯ МІКРОРЕЛЬЄФУ БОКОВИХ ПОВЕРХОНЬ КОНТУРУ РІЗИ ПРИ ГІДРОСТРУМЕНЕВІЙ ОБРОБЦІ	181
Самойленко А.Н., Заец В.В. ТЕХНИЧЕСКИЕ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЩЕЙ И ИНТЕРВАЛЬНЫХ ВМЕСТИМОСТЕЙ РЕЗЕРВУАРОВ СТАЛЬНЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ.....	185

Серховец О.И., Фесенко А.В., Ушаков А.Н. ПОДГОТОВКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА	188
---	-----

Сетлак Г. ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИБКИМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ УЧАСТКОМ	192
---	-----

Смирнов В.С. АНАЛИЗ ВЕНТИЛЬНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ	196
--	-----

Стрельников В.П. МОДЕЛЬ НАДЕЖНОСТИ «ПРОЧНОСТЬ-НАГРУЗКА»	199
--	-----

Струтинский В.Б., Кравец О.М. АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПУЛЬСАЦИЙ КУТОВОЙ ШВИДКОСТІ ШПИНДЕЛЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА	202
---	-----

Струтинский В. Б., Шевченко А. В., Даниленко А. В., Али Джаалук АНАЛИЗ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАНКОВ НА ОСНОВЕ НЕЛИНЕЙНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СПЕКТРОВ ВИБРОУСКОРЕНИЙ	206
--	-----

Терентьев О.М., Выговский В.М. РЕЗОНАНСНАЯ ПЕРЕДАЧА ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОМ ИМПУЛЬСНО-ВОЛНОВОМ ТРАНСФОРМАТОРЕ	209
--	-----

Тимофеев Ю.В., Пермяков А.А., Алехин В.А., Тань Яо Хуэй ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ В СИСТЕМАХ С КОЛЬЦЕВЫМ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕМ ЗАГОТОВКИ	212
--	-----

Тищенко П.И., Тимошенко С.Н., Зуйкова З.Г. ВОДООХЛАЖДАЕМЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ	216
--	-----

Ткачук Н.А., Устиненко А.В., Миклеушану В.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	219
--	-----

Фарадж Али СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ МЕХАНООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ ПРИ СНИЖЕНИИ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ	222
--	-----

Филипович С.И. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	232
--	-----

Чаусов А.А., Кузнецов Б.И., Соляник В.П., Кузнецова Т.Б., Седельникова Л.Г., Приходько А.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ДВУХКАНАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ БРОНЕОБМОТЧИКА	235
--	-----

Чернета О. Г., Коробочка А. Н., Коржавин Ю. А. ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОЙ СТРУКТУРЫ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ЛАЗЕРНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ	238
--	-----

Шамаев В.В., Едемская Е.Н., Павлыш Э.В. НЕЙРОСЕТЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЗАДАЧАХ КОМБИНАТОРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА. ...	241
---	-----

Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М., Петтик Ю.В. КРУТИЛЬНЫЙ УДАР ПРИ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЯХ В БУРОВЫХ УСТАНОВКАХ	244
---	-----

Шелковой А.Н., Загребельный В.Н., Буренков М.В. ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПОДХОД К СИНТЕЗУ ПЛАНОВ ОБРАБОТКИ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ	247
--	-----

Щедролосев Д.Е. ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ И ИЗУЧЕНИЕ СВОЙСТВ ТРИБОСИСТЕМЫ ШИП-ПОДШИПНИК ПРИ ПОМОЩИ ОБЪЕКТНО ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА	251
---	-----

Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T. SYNTHESIS OF DISCRETE, CONTINUOUS AND DISCRETE-CONTINUOUS VIBRATING FIXED SYSTEMS REPRESENTED BY GRAPHS	253
--	-----

GOGUE JEAN-MARIE NEW PRINCIPLES FOR INCOMING INSPECTION.....	256
---	-----

Kawalec M., Jankowiak M., Twardowski P., Nowakowski Z. HARD TECHNICAL CERAMICS Al_2O_3 AND Si_3N_4 MACHINABILITY FOR THE PROCESS OF TURNING BY UPERHARD INDEXABLE TOOL INSERTS.....	259
--	-----

Kolev V. Bogomil ECOLOGICAL PRODUCTION OF NEW CAST ALLOYS USING WASTE VOLATILE ELEMENTS (NITROGEN ETC.) UNDER PRESSURE	261
--	-----

Kovalov S., Korotin U., Malcheva R. THE PROBLEMS OF MODELING AND RENDERING OF THE REALISTIC COMPLEX SCENES.....	273
---	-----

Merticaru V.V., Pruteanu O.V. NUMERICAL MODELING FOR THEORETICAL ERRORS AT WHIRLING THREAD-CUTTING	276
--	-----

Paraschiv DR., Sarbu I., Botez R. RESEARCH CONCERNING METHODS OF RESTORATION OF HIGH-DIMENSIONED VALVE BODIES	279
---	-----

Sarbu I., Pruteanu O.V., Antohe Cr. CONTRIBUTIONS ONTO MATHEMATICAL MODELING OF THE SUPERFINISHING PROCESS OF BEARING RACES.....	282
--	-----

Ryabtsev A.D., Troynskiy A.A., Tarlov O.V., Pashinsky V.V., Benz M.G., Radchenko V. N. THE DEVELOPMENT AND INVESTIGATION OF THE NEW TECHNOLOGY - "ACTIVE SLAG ESR" FOR REFINING OF TITANIUM ALLOYS.....	285
---	-----

Soliterman Y.L., Goman A.M., Alexandrova V.S. DYNAMIC MODELLING AND SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS OF COMPLEX MECHANICAL SYSTEMS BY EMPLOYMENT OF NATURAL FORMS.....	288
---	-----

ПРАВИЛА

представления рукописей в 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 тематической 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 Вашей рукописи статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- ♦ заявку и сведения об авторах статьи;
- ♦ рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);

- ♦ акт экспертизы (один экземпляр);
- ♦ дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи до 10 страниц разместить на белой бумаге формата А4 (210х297) 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 6.00), 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, городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала - аннотация на английском языке (до 5 строк через 1 интервал, курсивом). Через 1,5 интервала - материалы доклада (язык изложения - по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образцы оформления материалов и формул.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять размерами не менее 60х60 мм в формате *.bmp, *.gif, *.psx (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Во встроенном объекте 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 выполнения 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 ГОСТ. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.

7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи.
8. Материалы рукописи представляются без изгибов.
9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием опубликованы не будут.

Размер формул для Microsoft Equation

Full.....	14 pt
Subscript / Superscript.....	10 pt
Sub- Subscript / Superscript.....	8 pt
Symbol.....	16 pt
Sub- Symbol.....	12 pt

Подп. к печати 30.07.99г.	Формат 60×84 $\frac{1}{16}$	Бумага техн.
Ризографическая печать.	Усл.-печ. л. 17,2.	Усл. кр.-отт. 17,66.
Уч.-из. л. 18,76.	Тираж 300 экз.	Заказ № 2.

Издательско-полиграфический центр «Технополис»

340000, г. Донецк, пр. Дзержинского 1