



ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

ВЫПУСК 20



ДОНЕЦК - 2002

ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

Выпуск 20

ДОНЕЦК - 2002

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГУ, 2002. Вып. 20. – 266 с.

ISBN 966-7907-05-8

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. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, стран ближнего и дальнего зарубежья. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Богуславский В.А. (Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Войнаровский Ю. (Польша), Гавриш А.П. (Украина), Горобец И.А. (Украина), Гусев В.В. (Украина), Данек Я. (Чехия), Зиновьев Н.И. (Украина), Ивченко Т.Г. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Каспер Р. (Германия), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матвиенко А.В. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Муравья Е.С. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепасев В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Седуш В.Я. (Украина), Струтинский В.Б. (Украина), Сулов А.Г. (Россия), Тернюк Н.Э. (Украина), Цокур В.П. (Украина), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого государственного технического университета (протокол № 5 от 27.06.2002 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГУ, кафедра ТМ.
Тел.: (0622) 93-60-02, факс: (0622) 93-60-02
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://www.dgtu.donetsk.ua

ISBN 966-7907-05-8

© Донецкий государственный технический университет, 2002 г.

РАЗРАБОТКА СХЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ГАП ДЛЯ СБОРКИ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ

Абдуллаев Г.С., Закаряева М.С.
(СГУ, г. Сумгаит, Азербайджанская Республика)

The structural circuit of automation of FAP (Flexible Automatic Production) in order to assemble turbodrilling is worked out. The process of automation with microprocessor system of control is examined. Technological section is broken down into three sections. The result of industrial tests showed high quality of indicators.

Структурная схема автоматизации ГАП для сборки бурильных труб условно разбито на две части: технологический участок (цех) и участок управления (операторная) рис. 1 и 2. Технологический участок состоит из трех уровней: - первый уровень содержит различные датчики, необходимые для автоматизации процесса и их состояния, которые используются для контроля и управления соответствующих элементов управления: - на втором уровне показана бурильная труба и весь технологический маршрут прохождения ее при выполнении данной технологической операции: - третий уровень содержит различные элементы управления, работающие по командам микропроцессорной системы управления (МСУ), и влияют при выполнении технологического процесса на отдельные технологические установки или объекты.

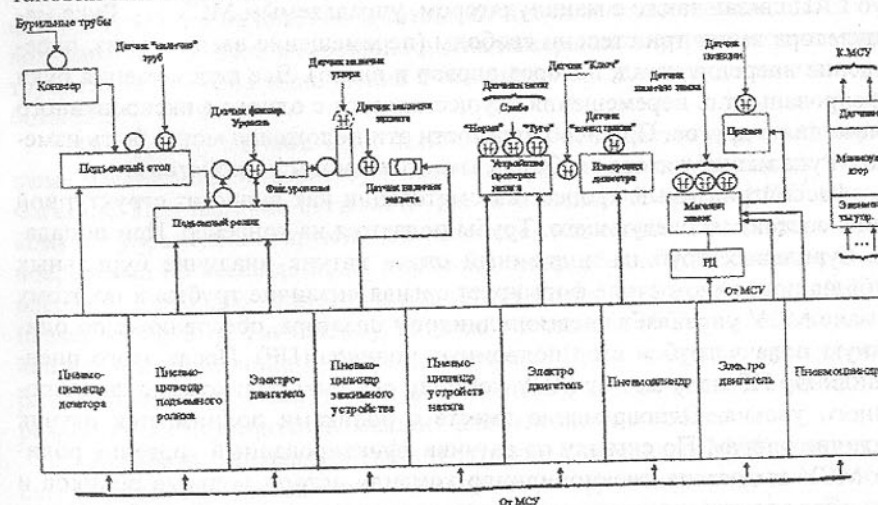


Рис. 1.

На участке управления имеется МСУ, содержащая следующие узлы: переносный пульт управления (ППУ) с модулями контролера и програм-

матора; микропроцессорный модуль (М), имеющий ОЗУ емкостью 2 Кбайт и переносный пульт запоминающего управления (ППЗУ) емкостью 4 Кбайт, модуль связи с объектом (СО), до восьми штук, узел управления (УУ) релейный, содержащий промежуточные релейные модули (МТР), до 4-х штук и релейные модули управления (МУР) до двух штук.

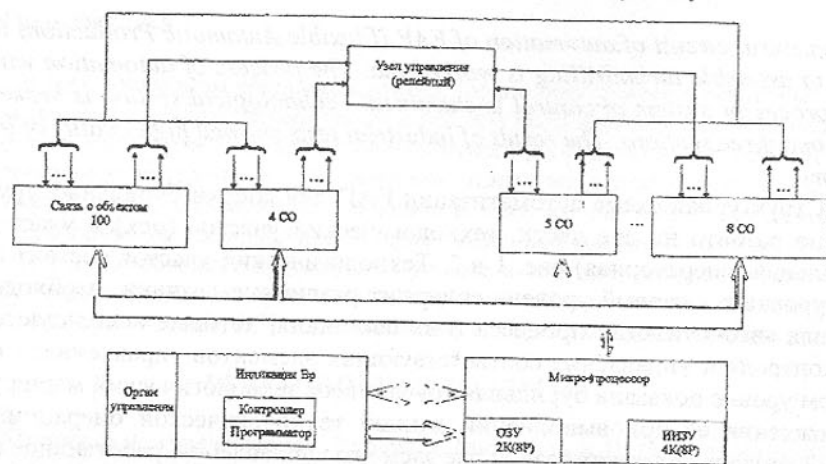


Рис. 2.

Часть выполняемых технологических операций сборки бурильных труб ГАП связан также с манипулятором, управляемым МСУ [1]. Рука манипулятора имеет три степени свободы (перемещение вверх и вниз, перемещение вперед и назад, поворот вправо и влево). Все перемещения руки фиксированы, т.е. перемещения осуществляются с одного фиксированного положения в другое. При необходимости эти положения могут быть изменены. Рука манипулятора снабжена захватывающим устройством.

Рассматриваемый процесс автоматизации как видно из структурной схемы состоит из следующего. Трубы подаются на конвейер. При попадании бурильных труб на подъемный стол датчик «наличие бурильных труб» на подъемном столе формирует сигнал «наличие трубы» и по этому сигналу МСУ управляет пневмоцилиндром дозатора, обеспечивая по одиночную подачу труб ж стол подъемных роликов (ПР). После этого пневмоцилиндр ПР получает от МСУ команду «подъем роликов» до фиксированного уровня. Одновременно вместе с роликами поднимается датчик «наличие упора». По сигналу от датчика «фиксированный уровень» роликов МСУ выдает на пневмоцилиндр команду «стоп» подъема роликов и запускает электродвигатель подъемных роликов для подачи трубы вперед до упора. При наличии контакта с трубой датчик «наличие упора» выдает сигнал и поэтому сигналу МСУ останавливает электродвигатель ПР. По команде от МСУ пневмоцилиндр ПР возвращается в исходное положение.

Пневмоцилиндр устройства «захват» получает команду «пуск» от МСУ и после захвата трубы датчик «наличие захвата» формирует сигнал «наличие захвата». После этого МСУ выдает команду «стоп» пневмоцилиндра зажимного устройства. По команде от МСУ, пневмоцилиндр устройства проверки годности замка подается вперед и останавливается при наличии сигнала от датчика «наличие контакта труба-устройство проверки годности замка». Запускается электродвигатель устройства проверки годности замка, который навинчивает калибр на резьбовую часть замка и по истечении некоторого времени датчик «ключ» вырабатывает сигнал. По этому сигналу МСУ подает команду «реверс» и электродвигатель возвращает калибр в исходное состояние. По возвращении калибра в исходное положение контакт «замка-устройства натяг» выдает повторный сигнал и по этому сигналу МСУ выдает команду на пневмоцилиндр с возвращением устройства натяга в начальное положение. При выполнении этой операции с помощью калибра, автоматически по командам МСУ определяются типы натяга резьбы на замке (ниппель и муфта), и при этом МСУ получает сигнал от одного из соответствующих датчиков и типа натяга резьбы. По этому сигналу МСУ выбирает тип замка для сварки на трубе. Замки (муфта и ниппель) группируются по типам натяга на три группы в соответствующих магазинах. Операция измерения внутреннего диаметра труб устройства осуществляется по команде от МСУ. По команде «пуск» телескопический пневмоцилиндр толкает цангу вдоль трубы по внутреннему диаметру. По этому же сигналу после некоторого времени Т, пневмоцилиндр возвращает цангу в исходное наложение и сигнал от датчика «наличие исходного положения» показывает завершение цикла измерения внутреннего диаметра труб, т.е. переход на выполнение с помощью МСУ следующего этапа работы [2].

По сигналу датчика «тип натяга» МСУ обращается к соответствующему магазинному устройству о наличии муфт и ниппелей заданного типа в магазине. При наличии сигнала от датчика «наличие замка» МСУ выдает команду управления к пружинной «собачке» магазинного устройства и одновременно по команде МСУ пневмоцилиндр обеспечивает толчок замка вперед. С помощью цепного транспортера замок (муфта или ниппель) попадает на призму. По сигналу датчика «позиция» МСУ выдает команду «назад» пневмоцилиндру. Далее по команде МСУ с помощью манипулятора захватываются замки (муфта или ниппель), поворачиваются на 90° передают замки на сварочную машину для завершения процесса.

Алгоритм управления манипулятором с помощью МСУ состоит из следующего. По команде от МСУ манипулятор поворачивается налево. Угол поворота фиксированный, при необходимости регулируется. По следующей команде захватное устройство манипулятора поднимается до фиксированного (регулируемого) уровня. После этого по команде от МСУ захватное устройство манипулятора открывается и с помощью гупка захва-

тывает замок. При этом соответствующий датчик выдает сигнал «есть захват». При наличии этого сигнала по команде от МСУ захватное устройство возвращается назад (вместе с замком) и по следующей команде от МСУ поворачивается на фиксированный угол. После выполнения манипулятором каждой команды от МСУ соответствующий датчик манипулятора выдает сигнал, означающий для МСУ разрешение перехода на выдачу следующей команды.

Микропроцессорный модуль типа М входит в состав локального микропроцессорного устройства управления и контроля ГАП для сборки бурильных труб.

Модуль М в составе устройства позволяет осуществлять дистанционные управление и контроль состояния параметров. Коммутация физических линий и микропроцессорный принцип структур позволяет при необходимости организацию многоуровневой сети связи.

Микропроцессор имеет отдельный 16-разрядный канал адреса и 8-разрядный канал данных. Канал адреса обеспечивает прямую адресацию внешней памяти. Кроме того, обеспечивает 256 устройств ввода и 256 устройств вывода.

Список литературы: 1. Абдуллаев Г.С., Аскерова А.О. Управление ГАП для сварки трения бурильных труб. // Автоматизация и современные технологии. №3. М, 2001. 2. Кязимов Н.М., Намазов А.М., Абдуллаев Г.С. Разработка структуры программного обеспечения интеллектуальных систем управления для производства труб нефтепромыслового сортамента. // Автоматизация и современные технологии. №8, М, 1999.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ПЛИТ.

Часть I: МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Агтелик Г., Гасяк Г., Гжеляк Ю.

(Политехника Опольска, г. Ополе, Польша)

The authors present modification of the method of stress state calculations for circular-symmetric perforated plates. The proposed calculation model allows to obtain a solution of stress and strain state in an analytic form.

Во время проектирования химической аппаратуры часто встречаются повторяющиеся элементы конструкций, из которых состоит эта аппаратура. К этим элементам можно отнести цилиндрическую, конусную или сферическую оболочки, а также различные профили днищ, например, плоские днища с перфорацией или без перфорацией, т.е. полные плоские днища.

С целью определения напряженно-деформированного состояния перфорированных плит обычно подсчитываются эквивалентные упругие параметры такого устоя (эквивалентная плитная жесткость, а также эквивалентный пуассоновый коэффициент). Попытка решения этой проблемы для тонких и толстых плит представлена в работах [1,2,3]. Кроме этого, в работе [4] проведены экспериментальные исследования растянутого перфорированного элемента, используя эластооптический метод. Определены упругие константы.

Решение конкретной конструкционной задачи является неполным, именно в случае химической аппаратуры, без соответствующих вычислений и следующих из них расчетных размеров элементов конструкций. Для этой цели служат численные расчеты напряженно-деформированного состояния элементов конструкций, в которых можно выделить два принципиальных метода решения.

В первом методе определяются размеры конструкции, на основе известного напряженного состояния в каждом его элементе, а в другом определяются геометрические параметры элементов (особенно толщина) на основе известных допускаемых напряжений, учитывающих коэффициенты сопротивления, связанные с присутствием конструктивных факторов ослабления конструкции, например, отверстия или факторов, учитывающих эксплуатацию в повышенной температуре.

Второй способ считается более надежным и его используют наиболее часто при проектировании сосудов давления, которых изготовление подвергается техническому надзору. Следует подчеркнуть, что второй способ расчета тоже основан на общей известности напряженного состояния, который имеет место в конструкции определенной формы [5,7]. Целью этой работы является разработка метода определения аналитических зависимостей напряженного и деформированного состояния в перфорированных осесимметричных плитах.

Анализ напряженного состояния в перфорированной плите проведен на основе технической теории изгиба тонких осесимметричных плит при небольшим изгибе. В отличие от классической формы этой теории [6], в которой анализ касается равновесного состояния внутренних сил, действующих на определенный полный элемент плиты (рис.1), в этой работе анализ ведется для равновесного состояния элемента, содержащего половины отверстий (рис.2).

Из условия равновесия внутренних сил представленных на рис.1 и 2 следует дифференциальное уравнение:

$$\frac{dm_r}{dr} + \frac{m_r - m_\theta}{r} = -t(r), \quad (1)$$

где $m_r = \frac{dM_r}{rd\vartheta}$ - интенсивность радиального момента,
 $m_\vartheta = \frac{dM_\vartheta}{dr}$ - интенсивность касательного момента,
 $t = \frac{dT}{rdr}$ - интенсивность перерезывающей силы.

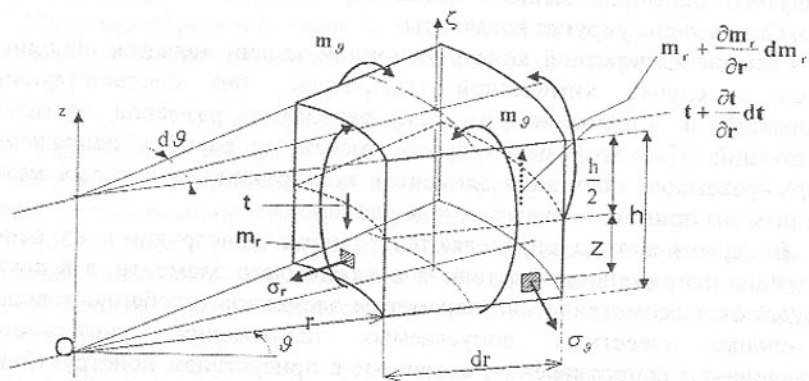


Рис.1. Клиновидный элемент, вырезанный из осесимметричной плиты.

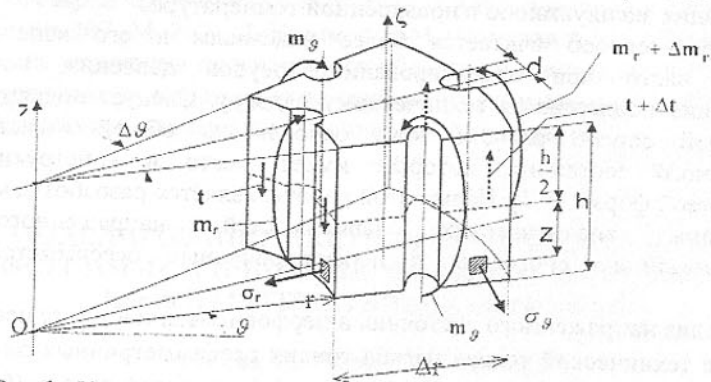


Рис.2. Клиновидный элемент, вырезанный из осесимметричной перфорированной плиты.

Интенсивности моментов m_r и m_ϑ записываются следующими зависимостями

$$m_r = B_r \left(\frac{d\varphi}{dr} + \nu \frac{\varphi}{r} \right), \quad m_\vartheta = B_\vartheta \left(\nu \frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r} \right), \quad (2)$$

где коэффициенты B_r и B_ϑ обозначают модифицированные изгибные жесткости в направлениях, соответственно радиальном и тангенциальном. Коэффициенты эти вычисляются из зависимости:

$$B_r = BC_r, \quad B_\vartheta = BC_\vartheta \quad (3)$$

где $B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ - изгибная жесткость плиты,

h - толщина плиты.

Коэффициенты C_r и C_ϑ определяют степень ослабления сечений из-за существования разрыва в виде отверстий (рис.2) в радиальном и окружном направлениях [5]:

$$C_r = \frac{r\Delta\vartheta - d}{r\Delta\vartheta}, \quad C_\vartheta = \frac{\Delta r - d}{\Delta r}. \quad (4)$$

После введения соотношений (2), (3) и (4) в зависимость (1) получается уравнение равновесия внутренних сил, действующих на перфорированный элемент осесимметричной плиты (рис.2):

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + (1 + \nu - \nu \frac{C_\vartheta}{C_r}) \frac{d\varphi}{rdr} - \frac{C_\vartheta\varphi}{C_r r^2} = -\frac{1}{B_r} t(r), \quad (5)$$

где функцию $t(r)$ для очень часто встречающихся способов подкрепления принимают в виде:

$$t(r) = k_1 r + \frac{k_2}{r} + k_3 r^2. \quad (6)$$

Решением уравнения (5) есть функция изгибного угла плиты $\varphi(r)$:

$$\varphi(r) = \frac{-1}{B_r} \left[\frac{k_1 r^3}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 r}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} + \frac{k_3 r^4}{(4-\lambda_1)(4-\lambda_2)} \right] + C_1 r^{\lambda_1} + C_2 r^{\lambda_2} \quad (7)$$

Функция (7) является общим интегралом дифференциального уравнения (5). Постоянные коэффициенты k_1, k_2, k_3 зависят от способа нагружения, C_1 и C_2 - постоянные интегрирования, которых численные значения определяются на основе известных краевых условий плиты, а величины λ_1 и λ_2 являются корнями уравнения:

$$\lambda^2 + \nu \left(1 - \frac{C_\vartheta}{C_r} \right) \lambda - \frac{C_\vartheta}{C_r} = 0. \quad (8)$$

После определения функции $\varphi(r)$, из зависимости (2) определяется интенсивности моментов: радиального m_r и окружного m_ϑ :

$$m_r = B_r \left[(\lambda_1 + \nu) C_1 r^{\lambda_1-1} + (\lambda_2 + \nu) C_2 r^{\lambda_2-1} \right] - \frac{k_1 r^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} - \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} - \frac{k_3 r^3 (4+\nu)}{(4-\lambda_1)(4-\lambda_2)} \quad (9)$$

$$m_\vartheta = B_\vartheta \left[(1 + \lambda_1 \nu) C_1 r^{\lambda_1-1} + (1 + \lambda_2 \nu) C_2 r^{\lambda_2-1} \right] -$$

$$-\left[\frac{k_1 r^2 (1+3\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} + \frac{k_3 r^3 (1+4\nu)}{(4-\lambda_1)(4-\lambda_2)} \right] \frac{C_9}{C_r}$$

Функции интенсивности моментов $m_r(r)$ и $m_\theta(r)$ дают возможность вычислить напряжения на стенках элемента перфорированной плиты (рис.2). Радиальное $\sigma_r(r)$ и окружное $\sigma_\theta(r)$ напряжения, существующие в произвольном слое, находящимся на расстоянии z от нейтрального слоя вычисляются по формулам:

$$\sigma_r(r) = \frac{12}{h^3 C_r} m_r z, \quad \sigma_\theta(r) = \frac{12}{h^3 C_\theta} m_\theta z. \quad (10)$$

Напряжения σ_r и σ_θ достигают экстремальных значений в слоях, наиболее удалённых от нейтральной плоскости, т.е. при $z = \pm \frac{1}{2}h$

$$\sigma_r(r)_{\max} = \frac{6}{h^2 C_r} m_r, \quad \sigma_\theta(r)_{\max} = \frac{6}{h^2 C_\theta} m_\theta. \quad (11)$$

Принимая, что плита изготовлена из упруго-пластического материала, эквивалентные напряжение определяется, используя гипотезу Губера-Мисеса

$$\sigma_{zast} = \sqrt{\sigma_r^2(r) + \sigma_\theta^2(r) - \sigma_r(r)\sigma_\theta(r)}, \quad (12)$$

а после введения зависимости (10)

$$\sigma_{zast} = \frac{6}{h^2} m_{zast}, \quad (13)$$

где обозначено

$$m_{zast} = \sqrt{\left(\frac{m_r(r)}{C_r} \right)^2 + \left(\frac{m_\theta(r)}{C_\theta} \right)^2 - \frac{m_r(r)m_\theta(r)}{C_r C_\theta}}.$$

Условие безопасности требует определения $(\sigma_{zast})_{\max}$ для такого радиуса плиты, для которого m_{zast} достигает максимального значения. С этой целью надо определить экстремум функции m_{zast} . Уравнение из которого можно вычислить значение радиуса r^* круга, на котором эквивалентный момент достигает максимум $m_{zast} = (m_{zast})_{\max}$ имеет вид:

$$\chi_1 m_r \frac{dm_r}{dr} + \chi_2 m_\theta \frac{dm_\theta}{dr} = 0, \quad (14)$$

где

$$\chi_1 = \frac{2C_\theta - C_r}{C_r^2 C_\theta}, \quad \chi_2 = \frac{2C_r - C_\theta}{C_\theta^2 C_r}.$$

В связи с этим, из зависимости (13) следует уравнение из которого можно определить толщину перфорированной плиты:

$$h \geq \sqrt{\frac{6(m_{zast})_{\max}}{k_{dop}}}, \quad (15)$$

где k_{dop} обозначает допустимые напряжение в материале конструкции при растяжении.

Приведенные здесь математические описание задачи определения внутренних сил в тонкой, перфорированной осесимметричной плите, нагруженной осимметрично перпендикулярно к поверхности плиты, является расширением метода расчёта использованного в теории тонких плит. Дифференциальное уравнение равновесия (5), используемые для сплошных плит, т.е. когда:

$$C_r = C_\theta = 1 \Rightarrow B_r = B_\theta = B, \quad \lambda_1 = 1, \lambda_2 = -1,$$

можно преобразовать к известному в теории изгиба тонких осесимметричных плит, уравнению:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{d\varphi}{rdr} - \frac{\varphi}{r^2} = -\frac{1}{B} t(r). \quad (16)$$

Учитывая, что интенсивность перерезывающей силы $t(r)$ описана соотношением

$$t(r) = k_1 r + \frac{k_2}{r} + k_3 r^2,$$

функция угла изгиба плиты (7) преобразуется к виду

$$\varphi(r) = -\frac{1}{B} \left[\frac{1}{8} k_1 r^3 + \frac{1}{2} k_2 r \left(\ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{15} k_3 r^4 + C_1^* r + C_2^* \frac{1}{2} \right], \quad (17)$$

при этом радиальные и окружные единичные изгибные моменты вычисляются из соотношений

$$\begin{aligned} m_r(r) &= C_1^* (1+\nu) - C_2^* \frac{1-\nu}{r^2} - \frac{3}{8} k_1 r^2 (3+\nu) - \frac{1}{2} k_2 \left[(1+\nu) \ln \frac{r}{a} + \frac{1}{2} (1-\nu) \right] - \frac{4+\nu}{15} k_3 r^3, \\ m_\theta(r) &= C_1^* (1+\nu) + C_2^* \frac{1-\nu}{r^2} - \frac{3}{8} k_1 r^2 (1+3\nu) - \frac{1}{2} k_2 \left[(1+\nu) \ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} (1-\nu) \right] - \frac{1+4\nu}{15} k_3 r^3. \end{aligned} \quad (18)$$

Список литературы: 1. Григолюк Э. И., Фильштинский Л. А.: Перфорированные пластинки и оболочки. Москва: Наука 1970. 2. Malkin J., Notes on a theoretical basis for design of tube sheets of triangular layout. Trans. ASME, vol.74, 1952. 3. O'Donnell W.J., Slot T., Effective elastic constants for thick perforated plates with square and triangular penetration patterns. Trans. ASME-Journal of Engineering for Industry, Nov. 1971, pp.935-942. 4. Jaronick M., Badania elementów perforowanych oraz zastosowanie modelu makrostruktury do obliczeń płyt. Archiwum Budowy Maszyn, tom XXVII, z.4,

1980, ss. 449-462. 5. Gasiak G., Achtelek H., Grzelak J., Wykonanie obliczeń wytrzymałościowych den tłoczonych i płyt sitowych wymienników ciepła wnętrza reaktora syntezy amoniaku dla Z.A. - Puławy. Praca NB-48/97 wykonana na zlecenie APC-METCHEM sp. z o.o. w Opolu, Opole 1997, s.23. 6. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С., Пластины и оболочки. Москва, ГИФМЛ, 1963. 7. Achtelek H., Gasiak G., Grzelak J., Obliczenia wytrzymałościowe koło-symetrycznych płyt perforowanych, XIX Sympozjon PKM Zielona Góra – Świnoujście, 13-17 wrzesień 1999, tom I, ss. 207-214.

Статья поступила в редакцию 12.06.2002 г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ПЛИТ. Часть II: ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ПЛИТ

Агтелек Г., Гасяк Г., Гжеляк Ю.
(Политехника Опольска, г. Ополе, Польша)

The paper presents application of the method of calculations presented in part I for several chosen circular-symmetric plates.

На основе полученных в части I общих формул решения задач осесимметричных плит проведены численные расчёты для некоторых конфигураций этих плит. В частности, проведен анализ распределения радиальных и тангенциальных напряжений равномерно нагруженных плит:

а) неперфорированной, б) частично перфорированной, в) неперфорированной с центральным отверстием, г) перфорированной с центральным отверстием.

Для получения возможности сравнения численных результатов принят одинаковый: способ нагружения плит, внешний диаметр, толщина, диаметр центрального отверстия. Кроме этого, для перфорированных плит приняты одинаковые коэффициенты ослабления сечений из-за существования разрыва в плотности материала, т.е. $C_g = 0,61$ и $C_r = 0,33$. Проведен анализ влияния вида подкрепления плит. Рассмотрено два вида внешнего опирания плиты: свободный и закреплённый.

Итоги расчётов представлено на рисунках в виде диаграмм радиальных σ_r и тангенциальных σ_θ напряжений для нижнего внешнего слоя рассматриваемых плит. Диаграммы представлено в безразмерных координатах: $\sigma_\theta \frac{h^2}{qa^2} - \frac{r}{a}$ или $\sigma_r \frac{h^2}{qa^2} - \frac{r}{a}$ при коэффициенте Пуассона $\nu=0,3$.

На всех рисунках числами обозначено изменение напряжений:

тангенциальных – 1, радиальных – 2 и эквивалентных – 3. На рис. 1 и 2 представлено изменение напряжений в неперфорированных плитах.

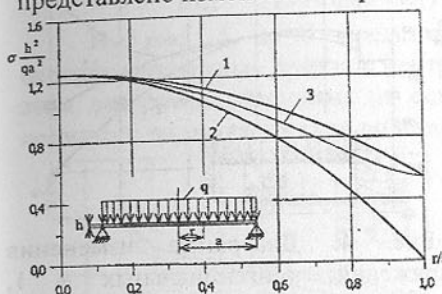


Рис.1. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных – 1, радиальных – 2 и эквивалентных – 3 в неперфорированной, свободно опёртой плите.

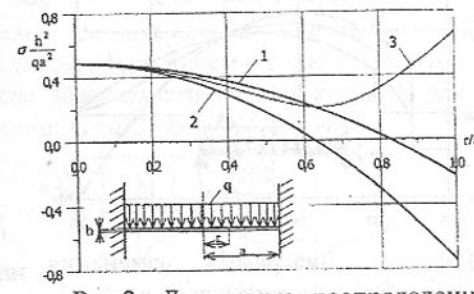


Рис.2. Диаграмма распределения напряжений: тангенциальных – 1, радиальных – 2 и эквивалентных – 3 в неперфорированной закреплённой плите.

Представленные на этих рисунках диаграммы напряжений получены на основе зависимости (18) (ч.I), в котором положено $k_1=q/2$, $k_2=k_3=0$.

Постоянные C_1^* , C_2^* , зависящие от краевых условий получали значения:

- для свободного опирания плиты $C_1^* = \frac{qa^2(3+\nu)}{8B(1+\nu)}$, $C_2^* = 0$,
- для закреплённой плиты $C_1^* = \frac{qa^2}{16B}$, $C_2^* = 0$.

Рисунки 3 и 4 представляют изменение напряжений в плитах частично перфорированных, т.е. таких, в которых в центральной части плита имеет окружную, неперфорированную область радиусом b . Представленные на этих рисунках диаграммы получены на основе зависимости (9) и (18), в которых для принятого нагружения $k_1=q/2$, $k_2=k_3=0$.

Постоянные C_1, C_2, C_1^*, C_2^* для частично перфорированной плиты имеют значения:

- для свободно опёртой плиты

$$C_1 = \frac{1+\nu}{2B\Delta} \left[A_1 b^{\lambda_2-1} \left(\frac{1+\nu\lambda_2}{C_r} - \frac{\lambda_2+\nu}{C_g} \right) - (\lambda_2+\nu) a^{\lambda_2-1} \left(\frac{A_3}{C_r} - \frac{A_2}{C_g} \right) \right],$$

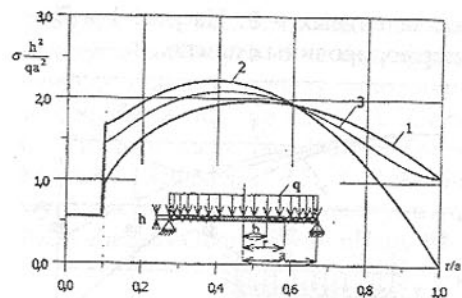


Рис. 3. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных - 1, радиальных - 2 и эквивалентных - 3 в частично перфорированной плите.

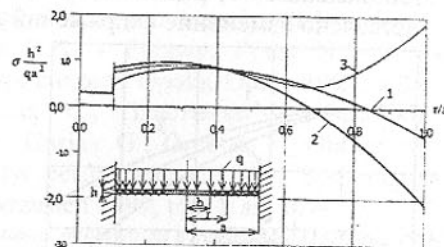


Рис. 4. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных - 1, радиальных - 2 и эквивалентных - 3 в частично перфорированной, закреплённой плите.

$$C_2 = \frac{1+\nu}{2B\Delta} [A_1 b^{\lambda_1-1} (\frac{\lambda_1+\nu}{C_9} - \frac{1+\nu\lambda_1}{C_r}) + (\lambda_1+\nu) a^{\lambda_1-1} (\frac{A_3}{C_r} - \frac{A_2}{C_9})],$$

$$C_1^* = \frac{1}{ab\Delta} \{A_1 b^{\lambda_1+\lambda_2-1} a(\lambda_1-\lambda_2)(1-\nu^2) + A_2[(\lambda_2+\nu)(1+\nu\lambda_1)a^{\lambda_2}b^{\lambda_1} - (\lambda_1+\nu)(1+\nu\lambda_2)a^{\lambda_1}b^{\lambda_2}] + A_3(\lambda_1+\nu)(\lambda_2+\nu)(a^{\lambda_1}b^{\lambda_2} - a^{\lambda_2}b^{\lambda_1})\},$$

$$C_2^* = 0,$$

где

$$\Delta = \frac{1+\nu}{2abB} \left[(\lambda_1+\nu)a^{\lambda_1}b^{\lambda_2} \left(\frac{1+\nu\lambda_2}{C_r} - \frac{\lambda_2+\nu}{C_9} \right) - (\lambda_2+\nu)a^{\lambda_2}b^{\lambda_1} \left(\frac{1+\nu\lambda_1}{C_r} - \frac{\lambda_1+\nu}{C_9} \right) \right];$$

• для закреплённой плиты

$$C_1 = \frac{1+\nu}{2B\Delta} [A_4 b^{\lambda_2-1} (\frac{1+\nu\lambda_2}{C_r} - \frac{\lambda_2+\nu}{C_9}) - a^{\lambda_2} (\frac{A_3}{C_r} - \frac{A_2}{C_9})],$$

$$C_2 = \frac{1+\nu}{2B\Delta} [A_4 b^{\lambda_1-1} (\frac{\lambda_1+\nu}{C_9} - \frac{1+\nu\lambda_1}{C_r}) - a^{\lambda_1} (\frac{A_3}{C_r} - \frac{A_2}{C_9})],$$

$$C_1^* = \frac{1}{b\Delta} \{A_4 b^{\lambda_1+\lambda_2-1} a(\lambda_1-\lambda_2)(1-\nu^2) - A_2[(1+\nu\lambda_2)a^{\lambda_1}b^{\lambda_2} - (1+\nu\lambda_1)a^{\lambda_2}b^{\lambda_1}] + A_3[(\lambda_2+\nu)a^{\lambda_1}b^{\lambda_2} - (\lambda_1+\nu)a^{\lambda_2}b^{\lambda_1}]\},$$

$$C_2^* = 0,$$

где $\Delta = \frac{1+\nu}{2bB} [a^{\lambda_1}b^{\lambda_2} (\frac{1+\nu\lambda_2}{C_r} - \frac{\lambda_2+\nu}{C_9}) - a^{\lambda_2}b^{\lambda_1} (\frac{1+\nu\lambda_1}{C_r} - \frac{\lambda_1+\nu}{C_9})],$

при этом $A_1 = \frac{k_1 a^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)BC_r}, \quad A_2 = \frac{k_1 b^2 (3+\nu)}{BC_r} [\frac{1}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} - \frac{1}{8}],$

$$A_3 = \frac{k_1 b^2 (1+3\nu)}{BC_r} [\frac{1}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} - \frac{C_r}{8C_9}], \quad A_4 = \frac{k_1 a^3}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)BC_r}.$$

На рис. 5 и 6 представлены распределения напряжений в неперфорированных плитах с центральным отверстием с радиусом b . При этом диаграммы получены на основе зависимости (18), в которой для принятого вида нагружения подставлено: $k_1=q/2$, $k_2=-qb^2/2$ и $k_3=0$.

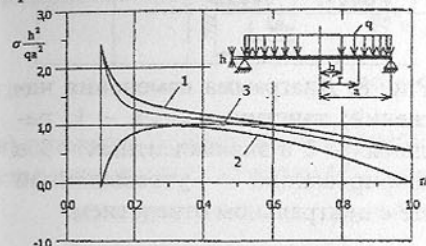


Рис. 5. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных - 1, радиальных - 2 и эквивалентных - 3 в неперфорированной плите свободно опертой с центральным отверстием.

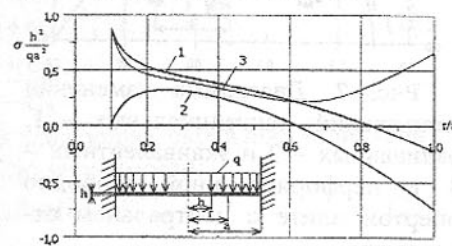


Рис. 6. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных - 1, радиальных - 2 и эквивалентных - 3 в неперфорированной закреплённой плите с центральным отверстием.

Постоянные C_1^* , C_2^* , для неперфорированной плиты с центральным отверстием имеют значения:

• для свободно опертой плиты

$$C_1^* = \frac{1}{1+\nu} \{k_2 [\frac{b^2(1+\nu)}{a^2-b^2} \ln \frac{b}{a} - \frac{1}{2}(1-\nu)] + \frac{1}{4}k_1(3+\nu)(a^2+b^2)\},$$

$$C_2^* = \frac{a^2b^2}{8(1-\nu)(a^2-b^2)} [k_1(3+\nu)(b^2-a^2) + 4k_2(1+\nu) \ln \frac{b}{a}];$$

• для закреплённой плиты

$$C_1^* = \frac{k_1[(3+\nu)b^4 + (1-\nu)a^4] + 4k_2[b^2(1+\nu) \ln \frac{b}{a} + \frac{1-\nu}{2}(b^2-a^2)]}{4[(\nu-1)a^2 - (1+\nu)b^2]},$$

$$C_2^* = -\frac{a^2b^2}{8} \cdot \frac{k_1[(3+\nu)b^2 - (1+\nu)a^2] + 4k_2[1 + (1+\nu) \ln \frac{b}{a}]}{(\nu-1)a^2 - (1+\nu)b^2}.$$

На рис. 7 и 8 представлены изменения напряжений в перфорированных плитах с центральным отверстием с радиусом b . Диаграммы получены на основе зависимости (9), в которых положено $k_1=q/2$, $k_2=-qb^2/2$ и $k_3=0$.

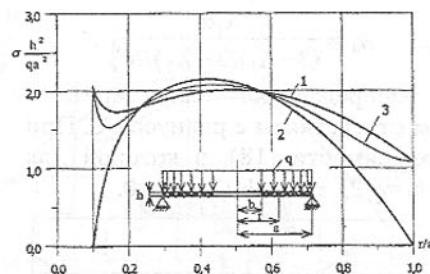


Рис. 7. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных — 1, радиальных — 2 и эквивалентных — 3 в перфорированной свободно опертой плите с центральным отверстием.

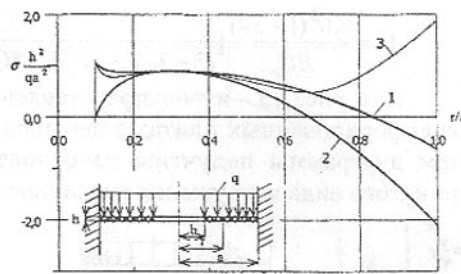


Рис. 8. Диаграмма изменения напряжений: тангенциальных — 1, радиальных — 2 и эквивалентных — 3 в перфорированной утверждённой плите с центральным отверстием.

Постоянные коэффициенты C_1 , C_2 для перфорированных плит с центральным отверстием принимают значения:

- для свободно опертой плиты

$$C_1 = \frac{ab^{\lambda_2} \left[\frac{k_1 a^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right] - b a^{\lambda_2} \left[\frac{k_1 b^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right]}{(\lambda_1 + \nu)(a^{\lambda_1} b^{\lambda_2} - a^{\lambda_2} b^{\lambda_1}) B C_f},$$

$$C_2 = \frac{b a^{\lambda_1} \left[\frac{k_1 b^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right] - a b^{\lambda_1} \left[\frac{k_1 a^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right]}{(\lambda_2 + \nu)(a^{\lambda_1} b^{\lambda_2} - a^{\lambda_2} b^{\lambda_1}) B C_f},$$

- для утверждённой плиты

$$C_1 = \frac{a b^{\lambda_2} (\lambda_2 + \nu) \left[\frac{k_1 a^2}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right] - b a^{\lambda_2} \left[\frac{k_1 b^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right]}{[(\lambda_2 + \nu) a^{\lambda_1} b^{\lambda_2} - (\lambda_1 + \nu) a^{\lambda_2} b^{\lambda_1}] B C_f},$$

$$C_2 = \frac{b a^{\lambda_1} \left[\frac{k_1 b^2 (3+\nu)}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2 (1+\nu)}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right] - a b^{\lambda_1} (\lambda_1 + \nu) \left[\frac{k_1 b^2}{(3-\lambda_1)(3-\lambda_2)} + \frac{k_2}{(1-\lambda_1)(1-\lambda_2)} \right]}{[(\lambda_2 + \nu) a^{\lambda_1} b^{\lambda_2} - (\lambda_1 + \nu) a^{\lambda_2} b^{\lambda_1}] B C_f}.$$

Использованная в численных расчётах модель плиты содержит предположение о постоянных коэффициентах ослабления сечения в радиальном направлении C_r , а также в окружном направлении C_g . Содержание постоянных коэффициентов, то есть принятых предположений для этой модели, требует исполнения следующих геометрических ограничений:

- а) отверстия перфорации должны быть изготовлены на расположенных концентрично окружностях радиусом R_n , при этом радиус первой окружно-

сти R_1 зависит от принятого значения $\Delta\vartheta$ и коэффициента C_r , а также от радиуса отверстия d_f . Значение этого радиуса определено зависимостью:

$$R_1 = \frac{d_f}{\Delta\vartheta(1-C_r)}, \quad (19)$$

- б) радиусы R_n следующих окружностей не могут быть произвольны, но должны выполнять условие:

$$R_n = R_1(1+\alpha)^{n-1}, \quad (20)$$

где

$$\alpha = \Delta\vartheta \frac{1-C_r}{1-C_g},$$

- в) диаметры отверстий-перфораций на следующих окружностях не являются постоянным, но изменяются согласно зависимости:

$$d_n = (1-C_g)R_1\alpha(1+\alpha)^{n-1}. \quad (21)$$

Заключение

Из анализа работы осесимметричных перфорированных плит можно сделать следующие выводы:

1. Предложенный в работе метод расчёта прочности осесимметричных перфорированных плит предлагает постоянность коэффициентов ослабления сечений в радиальном и окружном направлениях в перфорированной области. Постоянность коэффициентов ослабления сечений требует изменения радиусов распределения отверстий перфорации, а также диаметров этих отверстий согласно геометрического закона.
2. Получённые зависимости дают возможность получения решения задачи напряженно-деформированного состояния осесимметричных перфорированных плит в аналитической форме.
3. Представленный метод может быть также использован для вычисления прочности плит с гексагональной сетке распределения отверстий, который обеспечивает получение постоянных коэффициентов ослабления сечений C_r и C_g в целой перфорированной области.

Статья поступила в редакцию 12.06.2002 г.

ГИБКАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ОБРАБОТКИ

Акулович Л.М., Хейфец М.Л., Кухта С.В., Садюкович А.А.
(КТИ СМА, ПГУ, г. Минск, г. Новополоцк, Беларусь)

Flexible automation of machine-building production was considered with the help of an example of technological complex for combined thermomechanical

and electromagnetic treatment

Рассмотрим гибкий производственный модуль (ГПМ) термомеханической обработки деталей в электромагнитном поле. В соответствии с используемыми электромагнитными и термомеханическими потоками ГПМ конструктивно подразделяется на электрическую и механическую составляющие, а также систему управления. Обобщенная схема ГПМ содержит все необходимые составляющие мехатронной системы: объекты управления, приводы, датчики, управляющие устройства, сопряженные между собой, и систему программного обеспечения [1].

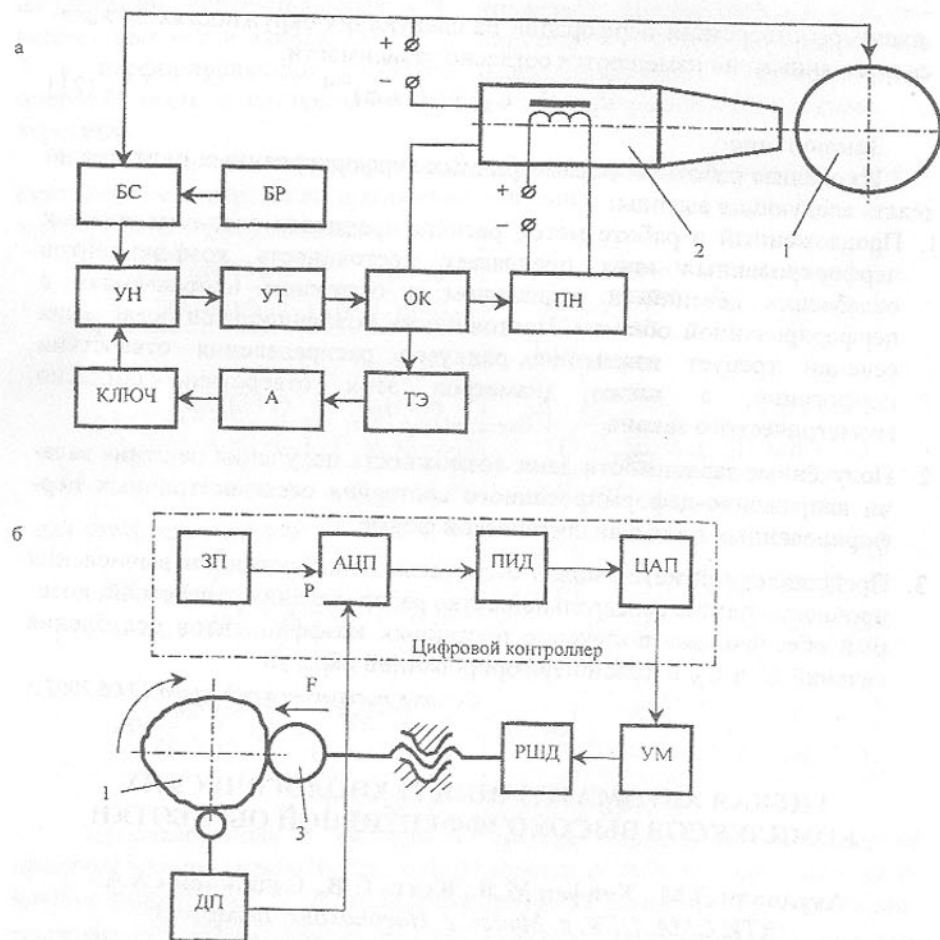


Рис. 1. Структурные схемы систем управления величиной разрядного тока I (а) и усилием деформирования (б): 1 – деталь, 2 – электромагнит, 3 – накатник

При электромагнитной наплавке с поверхностным пластическим деформированием наиболее сильное воздействие на геометрические (шероховатость R_a), физико – механические (микротвердость H_n) параметры качества оказывают сила тока I электрических разрядов и сила давления P деформирующего элемента. Термодинамические неустойчивости, возникающие при наплавке и деформировании поверхности и изменяющие структуру наплавленных слоев, их микротвердость, геометрические показатели, ликвидируются посредством регулирования и стабилизации параметров I и P [2].

Современным направлением повышения устойчивости технологических систем является оснащение их средствами адаптации. Для технологических процессов термомеханического упрочнения и восстановления такое решение позволяет стабилизировать температурные и силовые параметры, то есть осуществлять управление термическими и механическими воздействиями. В качестве управляемых технологических параметров приняты величина тока I , определяющая тепловое состояние зоны упрочнения, и усилие пластического деформирования P , определяющее напряженное состояние поверхностного слоя [3,4].

Применение для контроля силы тока измерительных систем с использованием электромагнитных датчиков затруднено тем, что неустойчивость процессов в электрической дуге создает мощные электромагнитные помехи, дополняющиеся наличием паров металла, тепловым и световым излучениями. Поэтому схема адаптивного управления (рис. 1,а) использует в качестве датчика параметры электрической дуги, сигнал от которой поступает в блок сравнения (БС), сравнивается с сигналом от блока расчета (БР). Разность этих значений преобразуется усилителями напряжения (УН) и тока (УТ) и обрабатывается оконечным каскадом (ОК), далее интегрированное значение тока выдается на преобразователь напряжения (ПН) в обмотках электромагнитной системы. При этом ОК обеспечивает заданный уровень мощности, сравнивает текущее состояние с предыдущим, не реагируя на импульсный характер тока электрического разряда. При коротких замыканиях система защиты (тепловой элемент (ТЭ) – адаптер (А) – КЛЮЧ) отключает внешнее магнитное поле, и процесс наплавки прерывается до устранения короткого замыкания. Совмещение точки измерения непосредственно с зоной термического воздействия повышает точность и надежность системы управления.

Система автоматического управления усилием деформирования P (рис. 1,б) состоит из датчика положения (ДП), блока задания положения (ЗП), контроллера с аналого-цифровым (АЦП) и цифро-аналоговым (ЦАП) преобразователями, пропорционально – интегрально – дифференциального регулятора (ПИД), усилителя мощности (УМ) и реверсивного шагового двигателя (РШД).

При управлении производственными процессами широко используется пропорционально – интегрально – дифференциальный закон регулирования. Аналоговая форма алгоритма имеет вид

$$y(t) = kx(t) + \frac{k}{T_1} \int_0^t x(t) dt + kT_2 \frac{dx}{dt}, \quad x(t) = u(t) - c(t),$$

где $y(t)$ – управляющее воздействие, подаваемое с регулятора на объект управления; $u(t)$ – требуемый выходной сигнал объекта; $c(t)$ – действительный выходной сигнал объекта; k – коэффициент усиления; T_1 – постоянная времени интегрального регулирования; T_2 – постоянная времени дифференциального регулирования.

Используя в уравнении упрощенные выражения

$$\frac{dx(t)}{dt} \approx \frac{x_n - x_{n-1}}{\Delta t}; \quad \int_0^t x(t) dt \approx \int_0^{t-\Delta t} x(t) dt + \frac{x_n + x_{n-1}}{2} \Delta t$$

и соотношение $\int_0^{t-\Delta t} x(t) dt = \frac{T_1}{k} \left[y_{n-1} - kx_{n-1} - kT_2 \frac{x_{n-1} - x_{n-2}}{\Delta t} \right],$

получаем пропорционально – интегрально – дифференциальный закон регулирования в разностной форме:

$$y_n = y_{n-1} + k_1 x_n - k_2 x_{n-2} + k_3 x_{n-2};$$

где $k_1 = k \left(1 + \frac{\Delta t}{2T_1} + \frac{T_2}{\Delta t} \right); \quad k_2 = k \left(1 - \frac{\Delta t}{2T_1} + \frac{2T_2}{\Delta t} \right); \quad k_3 = k \frac{T_2}{\Delta t}.$

Ввод значения x_n осуществляется микропроцессором с аналого-цифрового преобразователя побайтно. После ввода каждого нового значения необходимо записать его в запоминающее устройство, вычислить управляющее воздействие y_n и выдать его на цифро-аналоговый преобразователь, переместить величину x_n на место x_{n-1} , а x_{n-1} на место x_{n-2} . Величина y_n помещается на место y_{n-1} . После этого микропроцессор готов к вводу нового значения x_n .

При вращении упрочняемой детали датчик положения, попадая на неровность, выдает аналоговый сигнал, амплитуда которого находится в пропорциональной зависимости от высоты неровности. Этот сигнал преобразуется в цифровую форму в виде разности значения текущего и предыдущего опроса, сравнивается с сигналом блока задания положения и поступает в ПИД-регулятор. Реакцией регулятора на входное воздействие является угол поворота вала шагового двигателя, преобразующийся через винтовую пару в линейное перемещение деформирующего элемента. При этом дифференциальная составляющая обеспечивает моментальную выборку всех люфтов и зазоров в системе привода, а интегральная – плавное изменение величины усилия поджима деформирующего элемента.

С помощью коэффициентов имеется возможность точно настраивать регулятор на текущий технологический процесс. Выходная величина с

регулятора преобразуется в аналоговый вид. Усилитель тока преобразует изменение входного напряжения в силовой сигнал, достаточный для поворота вала шагового двигателя на рассчитанный угол.

Анализ комбинированных термомеханических и электромагнитных процессов формирования поверхностного слоя с позиций явления технологического наследования геометрических показателей качества поверхности дает возможность рекомендовать оптимальные режимы и рациональные маршруты операций процесса обработки изделий на ГПМ [3, 4].

В случае, когда необходимо обеспечить шероховатость поверхности Ra3.2...6.3 мкм, предлагается электромагнитная наплавка ферропорошка с поверхностным пластическим деформированием при твердости покрытия до 55HRC. Если твердость превышает 55 HRC, то необходимо ротационное упрочняющее резание с электродуговым нагревом [3, 4].

В случае, когда требуется шероховатость Ra0,08...0,10 мкм, перед магнитно-абразивным полированием необходимо алмазное шлифование до Ra 1,25 мкм. Если удовлетворяет шероховатость Ra 0,4...0,8 мкм, то после нанесения покрытия достаточно абразивного шлифования и магнитно-абразивного полирования.

Поскольку для упрочняемых и восстанавливаемых деталей достаточно обеспечивать шероховатость рабочих поверхностей Ra 0,4...0,8 мкм, для ГПМ рекомендуем следующий набор технологических операций: электромагнитная наплавка с поверхностным пластическим деформированием, ротационное резание с электродуговым нагревом, абразивное шлифование и магнитно-абразивное полирование.

Таблица 1 Технические характеристики ГПМ КЭТО

Характеристики	Значения
Максимальные размеры обрабатываемой детали, мм:	
диаметр	200
длина	250
Максимальная скорость вращения обрабатываемой детали, м/с	3
Число электромагнитных катушек	2
Максимальный ток, А:	
подаваемый на катушки	6
разрядный в рабочем зазоре	180
Максимальная магнитная индукция в рабочем зазоре, Тл	1,5
Установленная мощность, кВт	3,5
Габаритные размеры, мм	1800×1450×1200
Масса, кг	1650

Рациональные маршруты и оптимальные режимы комбинированных

высокоэффективных методов обработки поверхностей деталей позволили спроектировать гибкий производственный модуль [1, 2].

Использование ГПМ комбинированной электромагнитной и термомеханической обработки (КЭТО), технические характеристики которого приведены в табл. 1, для полного цикла операций технологического процесса по упрочнению и восстановлению наружных поверхностей тел вращения типа валов, осей и втулок и др. на ремонтных предприятиях показало высокую эффективность модулей в условиях мелкосерийного производства.

Применение модуля позволило уменьшить численность производственного персонала до двух-трех рабочих-операторов и повысить производительность восстановления деталей в 3-4 раза.

Выводы:

Изготовление и применение широкоуниверсальных ГПМ КЭТО в условиях мелкосерийного производства позволяет:

- радикально изменить организацию производства за счет его гибкой автоматизации и построить производство на принципах самоорганизации технологических процессов и объектов;

- существенно повысить производительность благодаря использованию комбинированных методов обработки и автоматизировать производство, как с технологическим, так и с предметным принципом организации.

Список литературы: 1. Яцерицын П.И., Кожуро Л.М., Хейфец М.Л. Гибкий производственный модуль для комбинированной электромагнитной и термомеханической обработки изделий // Вестник машиностроения. 1996. № 3. - С. 33 - 36. 2. Акулович Л.М., Кожуро Л.М., Хейфец М.Л., Зевелева Е.З. Проектирование технологических комплексов высокоэффективной электромагнитной и термомеханической обработки // ИФЖ. 2000. Т. 73, № 5. - С. 1080 - 1087. 3. Хейфец М.Л., Кожуро Л.М., Мрочек Ж.А. Процессы самоорганизации при формировании поверхностей. - Гомель: ИММС НАНБ, 1999. - 276 с. 4. Акулович Л.М. Термомеханическое упрочнение деталей в электромагнитном поле. - Полоцк: ПГУ, 1999. - 240 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г

РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ НАПОРНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ

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

The technique of account of extinguishers of hydraulic impact is developed. The

technique can be applied at projecting extinguishers to pipelines with any characteristics.

Разработанные конструкции гасителей гидравлического удара (ГГУ) [1] служат для восприятия и демпфирования ударов напорных магистралей гидравлических систем, в том числе мощных станков, топливных и транспортных ставов, водоотливных комплексов особо глубоких горизонтов. Причем в последнем случае гаситель может устанавливаться при любых схемах их компоновки: непосредственно после нагнетательного клапана или у обратного клапана, как в вертикальном, так и горизонтальном исполнении. В горизонтальном исполнении они могут монтироваться между стандартными трубами с разводкой их на строительную длину гасителя.

Отличительной особенностью этих гасителей является наличие клапана-регулятора, выполненного в виде цилиндра с плунжером из пористого антифрикционного антикоррозионного материала, описанного в [2], [3], и служащего динамическим демпфером. К конструктивным особенностям демпфера также можно отнести полное отсутствие резиновых, мембранных или пружинных элементов, а гашение удара осуществляется самой транспортируемой средой.

Комплекс вопросов, связанных с расчетом ГГУ в зависимости от компоновки средств защиты водоотливной установки, определяется гидравлическим и динамическим расчетом обратного клапана и собственно демпфера – клапана-регулятора.

Рассмотрим конструктивную схему узла динамического демпфера, выполненного для ГД1 [1], в вертикальном исполнении (рис. 1).

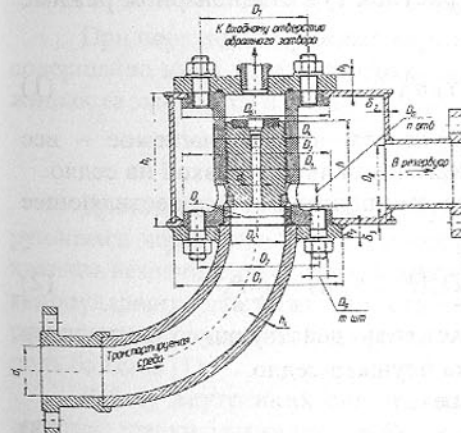


Рис. 1. Конструктивная схема динамического демпфера вертикального исполнения гасителя гидравлического удара ГД1

Здесь и в дальнейших расчетах приняты обозначения: D_n – диаметр плунжера клапана-регулятора; D_0 – диаметр дроссельного отверстия сброса жидкости в цилиндре клапана; n – количество отверстий в цилиндре клапана; D_c – диаметр седла клапана-регулятора; d_0 – диаметр дросселирующего отверстия в плунжере клапана; P_g – давление, создаваемое геометрической высотой водяного столба (давление в сети насоса); ρ_v, γ_v – соответственно плотность и удельный вес транспортируемой среды; ρ_g, γ_g – соответственно плотность и удельный

вес материала плунжера клапана-регулятора; v_0 – скорость движения жидкости в трубопроводе; ΔP – величина прироста давления при гидроударе; $\lambda = D_C/D_n$ – безразмерная величина, характеризующая перепад между диаметром плунжера и диаметром седла (коэффициент относительного перекрытия); V – скорость подъема плунжера при возникновении гидроудара; V_0 – скорость жидкости при прохождении ее через отверстия D_0 при возникновении (гашении) удара; $\delta_s = D_n^2/nD_0^2$ – коэффициент диффузорности клапана-регулятора; V_C – скорость дросселирования жидкости через отверстие в седле клапана сброса; h – высота плунжера клапана-регулятора; C_X – безразмерный коэффициент лобового сопротивления, $C_X = 1.35 \div 1.4$; K – коэффициент сопротивления жидкости при дросселировании через кольцевые сечения плунжера клапана-регулятора и дроссельные отверстия D_0 ; E_0 – модуль упругости транспортируемой среды; E – модуль упругости материала трубопровода; d – внутренний диаметр трубопровода, м.; δ – толщина стенки трубопровода, м.; Q_H – производительность насоса, м³/час.; H – рабочий напор, создаваемый насосом, м; g – ускорение свободного падения; σ_B – временное сопротивление на разрыв материала трубопровода; f – частота колебаний давления при гидравлическом ударе, согласно [4] $f = C/4l$; $T = 2l/C$ – фаза ударной волны [4], где l – длина трубопровода между местом возникновения возмущения и местом отражения волны; C – скорость распространения волны при гидравлическом ударе.

Для принятой расчетной схемы (рисунок 1) в стационарном режиме работы установки имеем:

$$F_\delta^0 = \frac{\pi D_n^2}{4} (P_r + \gamma_F h), \quad (1)$$

где $P_r = 1,25 \rho_B g H$ – давление в сети насоса, второе слагаемое – вес плунжера, способствующий запертию его клапанной вставкой на седло.

Усилие, постоянно действующее на плунжер и осуществляющее запертие клапана-регулятора, равно:

$$\Delta F_\delta = F_\delta^0 - F_\delta^1 = \frac{\pi}{4} [D_n^2 (P_\delta + \gamma_F h) - D_C^2 P_\delta] \quad (2)$$

где второй член соотношения определяет силу, действующую на плунжер вертикально вверх – на раскрытие стыка плунжер-седло.

Давление при гидравлическом ударе

$$P_y = P_r + \rho_B \cdot C \cdot v_0, \quad (3)$$

где C – скорость распространения ударной волны, определяемая из известного уравнения Н. Е. Жуковского,

$$C = 1425 / \sqrt{1 + \frac{E_0 d}{E \delta_0}}$$

здесь $d = 0,0121 \sqrt{Q_H}$, м [4] – внутренний диаметр трубопровода; $\delta_0 = P_r / 0,8 \sigma_B$ [4] – минимальная необходимая толщина стенки трубопровода; $v_0 = 4 Q_H / 3600 \pi d^2$ – скорость движения жидкости в трубопроводе, определяемая по [4].

Полученные параметры позволяют определить фазу T и частоту f колебаний ударной волны [4].

Сила, действующая на подъем плунжера с седла и срабатывания клапана-регулятора при гидравлическом ударе, равна:

$$\Phi_{\text{кл.сб.}} = \frac{\pi}{4} [\rho_B C v_0 D_C^2 - (D_n^2 (m_\delta + \gamma_F h) - P_r D_C^2)]. \quad (4)$$

Если ввести в расчет понятие о коэффициенте относительного перекрытия $\lambda = D_C/D_n$, то (4) запишется в виде:

$$\Phi_{\text{кл.сб.}} = \frac{\pi}{4} D_n^2 [(\rho_B C v_0 + P_r) \lambda^2 - (P_r + \gamma_F h)]. \quad (5)$$

Работа силы $\Phi_{\text{кл.сб.}}$ за промежуток времени Δt при скорости перемещения плунжера V определится как:

$$A_1 = \Phi_{\text{кл.сб.}} V \Delta t. \quad (6)$$

Масса жидкости, дросселирующаяся через n отверстий в цилиндре клапана со скоростью V_0 за тот же промежуток времени Δt (после подъема плунжера в стационарном режиме), равна

$$M = \frac{\pi \gamma_E}{4g} n D_0^2 V_0 \Delta t. \quad (7)$$

При переходном режиме картина изменения масс и скоростей носит совершенно иной характер, что будет показано далее. Работа этой массы жидкости запишется в виде:

$$A_0 = \frac{\pi \gamma_B}{8g} n V_0^3 D_0^2 \Delta t. \quad (8)$$

Дроссельное отверстие в плунжере d_0 и масса жидкости, дросселирующаяся через него при гидроударе, влияют на процесс срабатывания клапана незначительно, однако после закрытия обратного клапана и сброса гидроударного давления это отверстие служит для закрытия клапана-регулятора и опускания плунжера до посадки его на седло, то есть играет роль байпаса [1].

Работу внутренних сил трения жидкости о поверхности стенки отверстия, стенки цилиндра и работу трения между слоями жидкости обозначим соответственно A_δ , $A_{\text{см}}$, $A_{\text{ж}}$. Будем считать, что работы сил трения прямо пропорциональны основной работе A_0 т.е. работе силы сопротивления по поднятию клапана и сброса гидроударного давления в системе. Выразим работу сил трения через основную работу A_0 в виде соотношений

$$A_\delta = k_1 A_0; \quad A_{\text{см}} = k_2 A_0; \quad A_{\text{ж}} = k_3 A_0. \quad (9)$$

Суммируя работы учтенных сил гидравлических сопротивлений, получаем уравнение вида

$$\Phi_{\text{кл.сб.}} V \Delta t = \frac{\pi D_0^2 \gamma_B}{8g} n V_0^3 (1 + \kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3) \Delta t, \quad (10)$$

где $1 + \kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3 = K$ — коэффициент сопротивления жидкости.

Величина его, как показано в [6], зависит от отношения площади плунжера S_n к суммарной площади дросселирующих отверстий S_0 , а также скорости перемещения жидкости. Чем выше скорость перемещения струи через отверстия D_0 , тем более будут возрастать силы трения. Для откатных устройств классических артиллерийских систем величина K колеблется от 1.2 до 2.5. Обычно в расчетах тормозов отката [6] среднее значение K принимается равным $1.5 \div 1.7$ по всей длине отката. После преобразований получаем уравнение

$$\Phi_{\text{кл.сб.}} V = \frac{\pi \rho_B}{8} n K D_0^2 V_0^3 \quad (11)$$

или с учетом (5) для (11)

$$2VD_n^2 [(\rho_B C v_0 + P_r) \lambda^2 - (P_r + \gamma_F h)] = n \rho_B K D_0^2 V_0^3. \quad (12)$$

Принимая $\delta_s = D_n^2 / n D_0^2$ за коэффициент диффузорности клапана, получим следующую зависимость для скорости перемещения плунжера клапана-регулятора:

$$V = \frac{\rho_B K V_0^3}{2\delta_s [(\rho_B C v_0 + P_r) \lambda^2 - (P_r + \gamma_F h)]}. \quad (13)$$

Уравнение (13) связывает скорость перемещения плунжера клапана-регулятора V со скоростью дросселирования жидкости V_0 через отверстие диаметром D_0 , напором H , производительностью Q_n насосной установки и основными геометрическими параметрами трубопровода и клапана.

С другой стороны, используя уравнение неразрывности для объемов, прошедших через седло в подплунжерную полость, и объемов, сдросселированных через n отверстий D_0 в приемную камеру, получим уравнение:

$$V_0 = \lambda^2 \delta_s V_C \quad (14)$$

Уравнение (14) связывает геометрические и кинематические параметры дросселирующих отверстий с параметрами седла клапана-регулятора.

Под действием сил, возникающих вследствие гидравлического удара, плунжер клапана-регулятора получает ускорение и движется в вязко-упругой среде, оказывающей сопротивление его перемещению.

Сила, вызывающая это перемещение, описывается соотношением (5). Сила лобового сопротивления, препятствующая перемещению плунжера в цилиндре, зависит от площади и проекции тела на плоскость, пер-

пендикулярную движению (площадь миделя) S_n , физико-механических свойств среды, в данном случае плотности ρ_B , безразмерного коэффициента, зависящего от числа Рейнольдса, называемого коэффициентом лобового сопротивления C_X [5] и половины квадрата скорости движения тела. Причем это соотношение параметров сопротивления достаточно строго выдерживается для скоростей $V \leq 300$ м/с. Отсюда имеем

$$R = C_X S_n \rho_B \frac{V^2}{2} = \frac{\pi}{8} D_n^2 C_X \rho_B V^2. \quad (15)$$

Используя соотношения (4) и (15), запишем уравнение движения поршня в виде:

$$\frac{h \gamma_F}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = [(\rho_B C v_0 + P_r) \lambda^2 - (P_r + \gamma_F h)] - \frac{1}{2} \rho_B C_X \left(\frac{dx}{dt} \right)^2. \quad (16)$$

После преобразований имеем дифференциальное уравнение движения плунжера:

$$\frac{dV}{dt} = Z - NV^2, \quad (17)$$

где

$$Z = \frac{1}{h \rho_F} [(\rho_B C v_0 + P_r) \lambda^2 - (P_r + \gamma_F h)];$$

$$N = \frac{\rho_B C_X}{\rho_F 2h}.$$

Разделяя переменные, в результате интегрирования дифференциального уравнения (17) получаем:

$$t = \frac{1}{2\sqrt{NZ}} \ln \frac{\sqrt{Z} + V\sqrt{N}}{\sqrt{Z} - V\sqrt{N}} + \bar{C}. \quad (18)$$

Постоянная интегрирования $\bar{C}$ определится из начальных условий. При $t=0$; $V=0$; — отсюда $\bar{C} = 0$. Решая уравнение (18) относительно V , получаем скорость перемещения плунжера клапана-регулятора в вязко-упругой среде:

$$V = \sqrt{\frac{Z}{N}} \left(\frac{e^{2t\sqrt{NZ}} - 1}{e^{2t\sqrt{NZ}} + 1} \right). \quad (19)$$

Полученное соотношение позволяет определять скорость перемещения плунжера на всем пути движения при возникновении гидравлического удара. Следует отметить, что время закрытия обратного клапана для всех систем не превышает $t=0.3 \div 0.6$ с, что является исходной точкой при расчетах клапана-регулятора [4]. Причем соотношения (13), (14), (19) вполне определяют параметры процесса гашения гидравлического удара при выходе системы в стационарный режим работы. Однако начало перемещения плунжера клапана-регулятора совпадает с началом открытия отверстия D_0 . Рассмотрим процесс перемещения плунжера от нижней точки (точки пере-

сечения вертикального диаметра отверстия D_0 с плоскостью дна плунжера) и определим переменную площадь сектора окружности $y = \sqrt{R_0^2 - X^2}$ в зависимости от перемещения вертикально вверх плунжера. Согласно принятым обозначениям закономерность перемещения плунжера вверх в момент гидравлического удара определится из двух уравнений:

Уравнение, описывающее движение массы жидкости после страгивания плунжера, открытия отверстий в клапане сброса и достижения нижним торцом плунжера середины отверстия, т. е. достижения нижним торцом плунжера уровня горизонтального диаметра отверстий D_0 имеет вид:

$$V_{0y} = \frac{\pi D_C^2 V_C}{4n \left[R_0^2 \arcsin \frac{\sqrt{2R_0 h_X - h_X^2}}{R_0} - (R_0 - h_X) \sqrt{2R_0 h_X - h_X^2} \right]} \quad (20)$$

Уравнение, описывающее движение массы жидкости после прохождения плунжером середины отверстий D_0 , запишется в виде:

$$V_{0y} = \frac{\pi D_C^2 V_C}{4n \left[\pi R_0^2 - R_0^2 \arcsin \frac{\sqrt{2R_0 K_X - K_X^2}}{R_0} + (R_0 - K_X) \sqrt{2R_0 K_X - K_X^2} \right]} \quad (21)$$

где h_X — высота подъема плунжера до уровня горизонтального диаметра отверстия клапана сброса D_0 ;

K_X — высота подъема плунжера за уровень горизонтального диаметра отверстия клапана сброса D_0 .

Следует отметить, что скорость V_0 дросселирования жидкости после подъема плунжера и полного открытия отверстий в стенке цилиндра клапана постоянна и определяется из уравнения (14).

При известной скорости перемещения поршня согласно теореме о моменте количества движения можно определить силу ударного воздействия плунжера на крышку клапана в конце движения, т. е.

$$mV = F\Delta t, \quad (22)$$

где $m = \rho_F \frac{\pi D_n^2 h}{4}$.

С учетом (19) имеем соотношение для определения силы удара плунжера на крышку цилиндра гасителя в конце движения:

$$F = \frac{\pi \rho_F D_n^2 h \sqrt{Z} (e^{2\sqrt{NZ}} - 1)}{4\sqrt{N} (e^{2\sqrt{NZ}} + 1) \cdot t} \quad (23)$$

Полученные зависимости полностью описывают процесс гашения гидравлического удара динамическим демпфером, представленным в [1]. Используя соотношения (14), (19) и (23) при различных величинах коэф-

фициента перекрытия $\lambda = D_C/D_n$, получен диапазон изменения силы удара F на плунжер клапана-регулятора. Причем время изменения силы удара рассмотрено в промежутке фазы ударной волны. Полученные расчетные величины сил для насосов ЦНС 180×85...425, ЦНС 300×140...720, ЦНСШ 300×140...720, НСШ 410×182...1000 в диапазоне возможных напоров от 400 до 1000 метров, приведены на рисунке 2. Пределы изменения силы F для принятых расчетных параметров лежат в промежутке от 5000 до 10000 Н, что позволяет провести для клапанов-регуляторов прочностные расчеты цилиндра и соединительного клапана, а также фланцев, формирующих оконечности клапана.

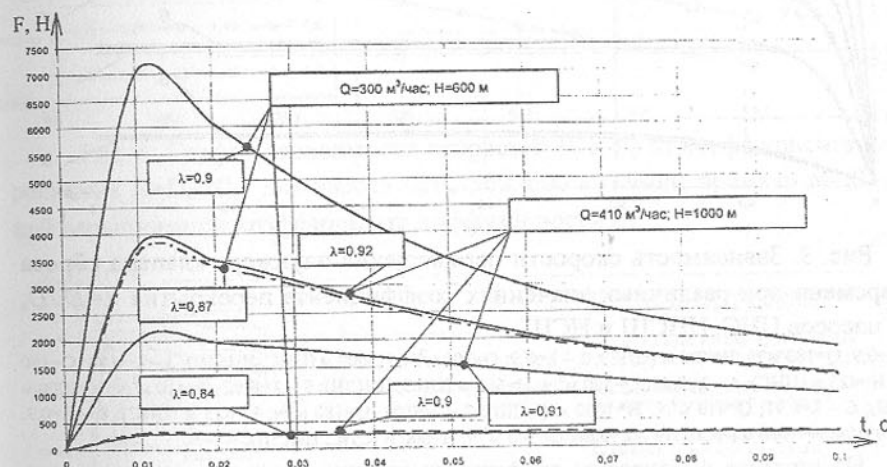


Рис. 2. Изменение силы удара F на плунжер клапана сброса во времени в зависимости от коэффициента перекрытия $\lambda = D_C/D_n$.

Скорость перемещения плунжера при гидравлическом ударе, приведенная на рисунке 3 получена при различных коэффициентах перекрытия, при варьировании величин напора и производительности, за время, близкое к фазе ударной волны. Из рисунка 3 видно, что рост скорости движения плунжера протекает за достаточно малый промежуток времени от 0.01 до 0.1 с и достигает своего предельного значения, то есть за время, меньше чем требуется для закрытия обратных клапанов. Время подъема плунжера клапана-регулятора для каждого из известных типов насосов и компоновочных параметров гасителя позволяет по полученным величинам скорости перемещения плунжера и времени открытия дроссельных отверстий D_0 , считать, что гашение ударной волны происходит за время, соизмеримое с фазой гидравлического удара, и значительно быстрее, чем закрытие обратных клапанов. То есть гашение удара при расчетных параметрах системы обеспечено, так как оно происходит за период меньший, чем $T=2l/C$

и тем более чем $T'=4H/C$ [4], что полностью обеспечивает функциональную надежность разработанных гасителей.

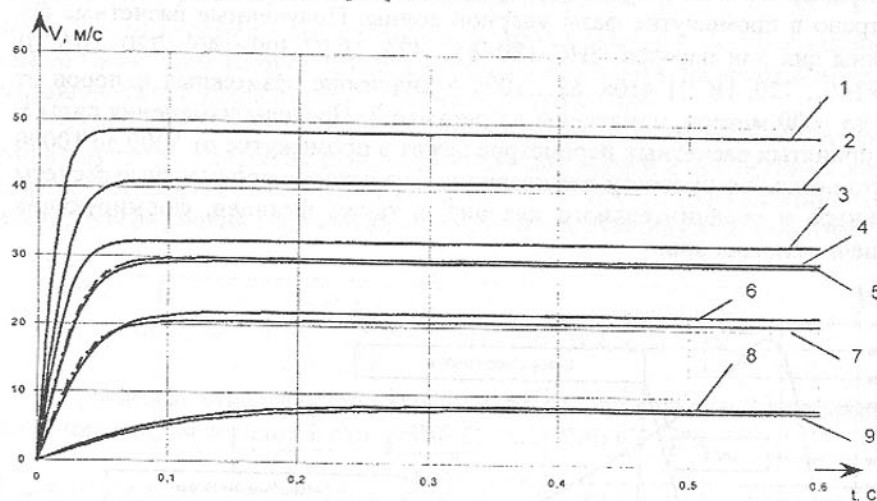


Рис. 3. Зависимость скорости перемещения плунжера клапана сброса от времени при различных значениях коэффициента перекрытия $\lambda = D_c/D_n$ для насосов ЦНС, ЦНСШ и НСШ.

1 – $\lambda=0,9$; $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=425 \text{ м}$ (ЦНС); 2 – $\lambda=0,9$; $Q=300 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=600 \text{ м}$ (ЦНС, ЦНСШ); 3 – $\lambda=0,84$; $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=425 \text{ м}$ (ЦНС); 4 – $\lambda=0,87$; $Q=300 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=600 \text{ м}$ (ЦНС, ЦНСШ); 5 – $\lambda=0,92$; $Q=410 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=1000 \text{ м}$ (НСШ); 6 – $\lambda=0,91$; $Q=410 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=1000 \text{ м}$ (НСШ); 7 – $\lambda=0,81$; $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=425 \text{ м}$ (ЦНС); 8 – $\lambda=0,9$; $Q=410 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=1000 \text{ м}$ (НСШ); 9 – $\lambda=0,84$; $Q=300 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H=600 \text{ м}$ (ЦНС, ЦНСШ).

На рисунке 4 показаны графики изменения скорости прохождения транспортируемой среды через седло клапана и скорости дросселирования через отверстие D_0 при варьировании геометрическими и конструктивными параметрами гасителя для насоса ЦНС 300×600. Пересечение полученных графиков определяет оптимальное соотношение между диаметром плунжера, седлом клапана, отверстием D_0 и их количеством n .

На рисунке 5 приведены графики изменения скорости движения транспортируемой среды при дросселировании через отверстия в цилиндре клапана-регулятора по мере перемещения плунжера вверх.

Величина скорости достигает своего пикового значения в начале процесса. При полном открытии отверстий скорость для рассчитанных случаев достигает величины порядка 320÷450 м/с в зависимости от диаметра и количества дросселирующих отверстий.

Полученные величины скоростей V_0 и расчет объемов транспортируемой среды проходящих через отверстия D_0 , позволяют определить размеры приемных камер гасителя.

Полученные зависимости позволяют рассчитывать и определять весь комплекс параметров гасителей гидравлического удара для всей гаммы на-

сосов, выпускаемых на Украине при различных глубинах размещения и схемах водоотливных установок.

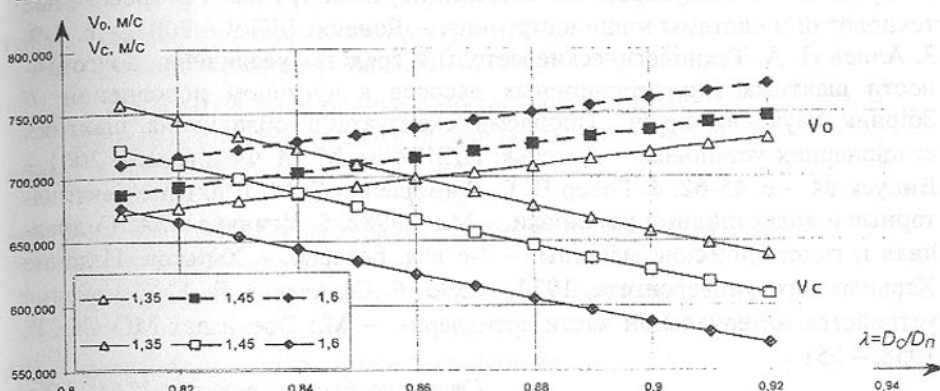


Рис. 4. График зависимости скоростей V_c и V_0 от коэффициента перекрытия $\lambda = D_c/D_n$ для насоса ЦНС 300×600 в момент времени $t=0,01 \text{ с}$ при варьировании коэффициента диффузорности δ_3 .

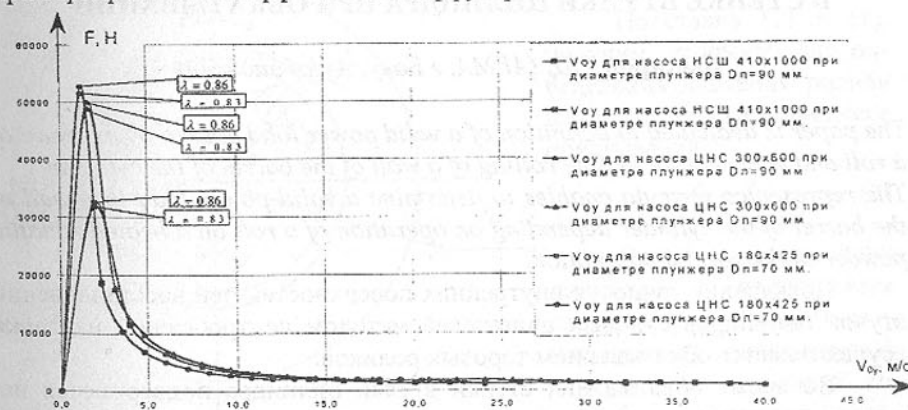


Рисунок 5 – График изменения скорости дросселирования транспортируемой среды через отверстия в цилиндре клапана-регулятора от величины перемещения плунжера вверх при расчете гасителей для различных насосов

Список литературы: 1. Алиев Н. А., Коваль А. Н., Чернышев А. В., Антонов Э. И. Средства защиты шахтных водоотливных установок глубоких горизонтов от гидравлических ударов // Наукові праці. Донецький державний технічний університет. Серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонДТУ. – 2002. – Випуск 42 – с. 3-17. 2. Алиев Н. А., Эфрос Б. М. Повышение эксплуатационных свойств самосмазывающихся элементов

многосекционных центробежных насосов на основе применения новых материалов // Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДГТУ – 2001. – с. 3-9.

3. Алиев Н. А. Технологические методы и средства увеличения долговечности шахтных многосекционных насосов в чугунном исполнении. // Збірник наукових праць. Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. – Донецьк: НДІГМ ім. М. М. Федорова. – 2001 – Випуск 94 – с. 45-62.

4. Гейер В. Г., Тимошенко Г. М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки. – М.: – 1982.

5. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. – 4-е изд. перераб. – Харьков: Издание Харьковского университета, 1970. – 396.

6. Садовский В. Г. Основание устройства материальной части артиллерии. – М.: Воениздат МО СССР, 1958. – 551 с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМОЙ СИЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СТЕНКЕ ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА ПРИ ОБКАТЫВАНИИ

Баширов Р.Д. (АГМА, г Баку, Азербайджан)

The paper is dedicated to definition of a valid power load caused by pressure of a roll and temperature in time rolling of a wall of the barrel of the cylinder. The represented formula enables to determine a valid power load in a wall of the barrel of the cylinder depending on operation of a roll on a heated metallic powder in the special adaptation.

Повышение точности внутренних поверхностей при восстановлении втулок цилиндров судовых двигателей методом центробежной наплавки осуществляется обкатыванием торковых роликов.

Во время обкатывания стенки втулки цилиндра подвергаются напряжению, вызванному давлением ролика и температурой напекаемого порошка.

Для простоты расчетов давления при обкатывании примем, что втулка имеет постоянную толщину по длине образующей, осевые напряжения отсутствуют, деформация происходит по меридиальному сечению на участке обкатывания порошкового покрытия. Для определения напряжений, вызванных давлением ролика на стенку втулки при ее вращении с угловой скоростью ω , рассмотрим втулку с напеченным покрытием, расстояние от оси вращения которой до свободной поверхности порошкового слоя равно r_0 .

Давление одного ролика на внутреннюю поверхность втулки можно определить из условия

$$p = \frac{P}{F}, \quad (1)$$

где p - давление ролика на стенку втулки, Па;

P_r - силовая нагрузка ролика, Н;

F - площадь контакта ролика с внутренней поверхностью втулки, м².

Площадь контакта ролика с поверхностью втулки (рис. 1.)

определяется по формуле

$$F = L \cdot b,$$

где L - длина дуги контакта ролика с поверхностью втулки, м;

b - ширина ролика, м.

Длина контактной дуги определяется по формуле

$$L = r_0 \cdot \theta,$$

где r_0 - радиус контакта втулки с роликом, м;

θ - угол, опирающийся на дугу, рад.

Исходя из вышеуказанных формул, получим формулу для определения площади контакта

$$F = b \cdot r_0 \cdot \theta \quad (2)$$

Подставив (2) в (1), получим формулу для определения давления ролика на стенку втулки в процессе обкатывания

$$p = \frac{P_r}{b \cdot r_0 \cdot \theta} \quad (3)$$

Вращающуюся втулку цилиндра с порошковым слоем можно рассматривать как цилиндр, подвергнутый внутреннему давлению. На рис. 2а изображено поперечное сечение втулки цилиндра с наружным радиусом r_2 и внутренним r_1 , которая подвергнута внутреннему давлению p .

Рис. 1. Схема для определения длины контакта ролика с поверхностью втулки

Рассмотрим очень узкое кольцо (рис. 2.б) материала радиусом r внутри стенки цилиндра, с которой контактирует ролик. Толщину кольца обозначим dr . Пусть АВ изображает небольшую часть этого кольца, соответствующую центральному углу $d\theta$. Размер выделенного элемента, показанный перпендикулярно к плоскости чертежа, возьмем равным единице. Пусть σ_r и $\sigma_r + d\sigma_r$ будут напряжения, действующие на внутреннюю и наружную поверхности элемента АВ, а σ_t - напряжения по его боковым граням. На элемент АВ действуют в плоскости чертежа две силы $\sigma_t \cdot dr \cdot 1$,

составляющие между собой угол $d\theta$, и радиальная сила, равная $(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\theta \cdot 1 - \sigma_r \cdot r \cdot d\theta \cdot 1$

Эта сила направлена в сторону наружной поверхности. Уравнение равновесия этих сил выражается уравнением

$$[(\sigma_r + d\sigma_r) - \sigma_r] \cdot r \cdot d\theta = \sigma_t \cdot dr \cdot d\theta, \quad (4)$$

а пренебрегая малыми высшего порядка, получаем

$$\sigma_r \cdot dr + d\sigma_r \cdot r = \sigma_t \cdot dr \quad \text{отсюда} \quad \sigma_r - \sigma_t + \frac{d\sigma_r}{dr} \cdot r = 0 \quad (5)$$

Для нахождения двух неизвестных составим дополнительные уравнения из условия совместности деформаций. Деформация цилиндра будет заключаться в его удлинении и в радиальном перемещении всех точек его поперечных сечений. Обозначим радиальное перемещение точек внутренней поверхности рассматриваемого элемента u (рис.3). Точки наружной поверхности переместятся по радиусу на другую $u + du$. То есть, толщина dr выделенного элемента изменится на du и относительное удлинение материала в радиальном направлении будет

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}$$

В направлении напряжений σ_t относительное удлинение ε_t будет равно относительному удлинению дуги, или равно относительному удлинению радиуса r , то есть

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r}$$

Так как ε_t и ε_r определяются одной и той же функцией u , то они связаны условием совместности. Дифференцируем ε_t по r :

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}; \quad \frac{d\varepsilon_t}{dr} = \frac{du}{dr} \cdot \frac{r - u}{r^2} = \frac{1}{r} \left(\frac{du}{dr} - \frac{u}{r} \right) = \frac{1}{r} (\varepsilon_r - \varepsilon_t) \quad (6)$$

Учитывая, что [1]

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_t - \mu \sigma_\Sigma) = \frac{du}{dr} \\ \varepsilon_t &= \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r - \mu \sigma_\Sigma) = \frac{u}{r} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где μ - коэффициент Пуассона;

E - модуль упругости материала, Па;

Заменяя в уравнении (6) ε_r и ε_t согласно (7), получим второе уравнение, связывающее σ_t и σ_r

$$\frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{E} [\sigma_t - \mu \sigma_r - \mu \sigma_\Sigma] \right\} = \frac{1}{r} \cdot \frac{1 + \mu}{E} (\sigma_r - \sigma_t)$$

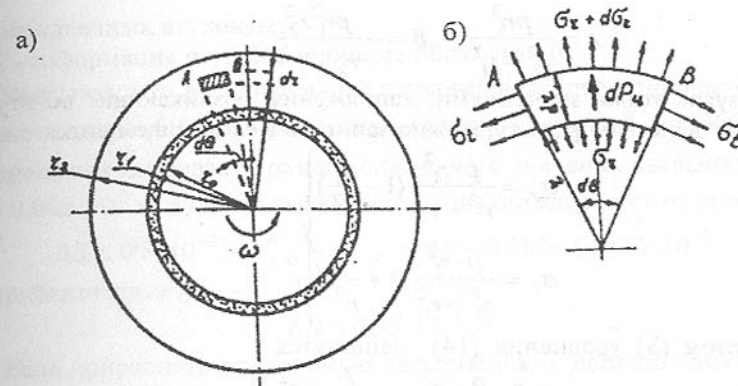


Рис. 2. Схема для расчета напряжений

или

$$\frac{d\sigma_t}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{1 + \mu}{r} (\sigma_r - \sigma_t) \quad (8)$$

Подставив в это уравнение значение разности $\sigma_r - \sigma_t$ из (5) находим,

$$\frac{d\sigma_t}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} = -(1 + \mu) \frac{d\sigma_r}{dr} \quad \text{или} \quad \frac{d\sigma_t}{dr} + \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (9)$$

Для совместного решения уравнений (5) и (9), продифференцируем первое по r и подставим в него значение $\frac{d\sigma_r}{dr}$ из второго;

получим

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{d\sigma_t}{dr} + r \frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{d\sigma_r}{dr} = 0.$$

Рис. 3. Схема перемещений из условия совместности деформаций

Отсюда получим дифференциальное уравнение задачи

$$\frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{3}{r} \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (10)$$

Интеграл этого уравнения будет [2]

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2} \quad (11)$$

Постоянные интегрирования A и B определяются из граничных условий

$$\sigma_r(r=r_1) = -p; \quad \sigma_r(r=r_2) = 0 \quad (12)$$

Знак минус в правой части уравнения (12) поставлен потому, что положительным σ_r считаются растягивающие напряжения. Из условий (12) по уравнению (11) получаем

$$A = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2}; \quad B = -\frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (13)$$

Пользуясь этими значениями, напряжения, возникающие во втулке цилиндра от действия ролика, можно записать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{p \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2}\right) \\ \sigma_t &= \frac{p \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

С учетом (3) уравнения (14) запишутся

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{P_r \cdot r_1^2}{\theta \cdot b \cdot r_0 (r_2^2 - r_1^2)} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2}\right) \\ \sigma_t &= \frac{P_r \cdot r_1^2}{\theta \cdot b \cdot r_0 (r_2^2 - r_1^2)} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Увеличение диаметра втулки в нагретом состоянии в зависимости от силовой нагрузки роликов и от температурного расширения материала втулки рассчитывается по формуле [2]

$$u = \frac{r_i}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r) + r_i \alpha T, \quad (16)$$

где u – увеличение диаметра втулки в процессе обкатывания, м;

r_i – радиус втулки в сечении, м;

E – модуль упругости чугуна, $E = (10 \dots 15) \cdot 10^4$ МПа;

μ – коэффициент Пуассона, равный 0,25;

α – коэффициент линейного расширения, равный $11 \cdot 10^{-6}$ 1/с;

T – температура нагрева, °С

σ_t , σ_r – окружные и радиальные напряжения, вызванные силовой нагрузкой роликов, определяемые по формулам (15).

Учитывая (15), формула (16) запишется в виде:

$$u = r_i \times \left\{ \frac{P_r \cdot r_1^2}{E \cdot b \cdot r_0 \cdot \theta \cdot r^2 (r_2^2 - r_1^2)} [r^2 (1 - \mu) + r_2^2 (1 + \mu)] + \alpha T \right\} \quad (17)$$

При обкатывании суммарная деформация втулки не должна превышать величину, равную

$$u_{\alpha_{из}}^B + u_{\alpha_{ов}}^B + \Delta D \leq 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где $u_{\alpha_{из}}^B$ – доверительный интервал верхнего одиночного значения износа втулок цилиндров, м;

$u_{\alpha_{ов}}^B$ – доверительный интервал верхнего одиночного значения оваль-

ности изношенных втулок, м;

ΔD – деформация втулки в процессе обкатывания.

Учитывая, что доверительный интервал верхнего одиночного значения износа втулки 6Ч 12/14 ремонтных размеров равен $u_{\alpha_{из}}^B = 0,066 \cdot 10^{-3}$ м, а доверительный интервал верхнего одиночного значения овальности равен $u_{\alpha_{ов}}^B = 0,082 \cdot 10^{-3}$ м. Допускаемая деформация определяется из условия

$$\Delta D \leq 0,5 \cdot 10^{-3} - u_{\alpha_{из}}^B - u_{\alpha_{ов}}^B = (0,5 - 0,082 - 0,066) \cdot 10^{-3},$$

или, приблизительно,

$$\Delta D \leq 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Если приравнять допустимую деформацию к допустимому увеличению диаметра и учесть, что температура при обкатывании уменьшается, а также принимая во внимание, что для внутренней поверхности втулки можно записать $r_0 = r_1 = r$, то из уравнения (17) получим допустимые значения для силы нагрузки одного ролика

$$[P_r] \leq \frac{E \cdot b \cdot \theta \cdot (r_2^2 - r_0^2) (0,35 \cdot 10^{-3} - \alpha r_0 \cdot T)}{r_0^2 (1 - \mu) + r_2^2 (1 + \mu)} \quad (18)$$

Задаваясь значениями можно с помощью уравнения (18) определить допустимое значение силы нагрузки ролика. Например, при температуре $T = 200^\circ \text{С}$ допустимая сила нагрузки роликов для втулки цилиндров 6Ч 12/14 равняется 822,46 Н.

Список литературы: 1. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/И.А.Биргер, Б.Р.Шорр, Г.Б.Иосилевич – 3-е изд., перер. и доп. – М. Машиностроение. 1973 г., 702 с. 2. В.И. Феодосьев. Сопротивление материалов: 8-е изд., М. Наука., 1979 г., 560 с.

Статья поступила в редакцию 26.05.2002 г.

ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО НАТЯЖЕНИЯ ПРИМЕНЯЕМЫХ СОТС НА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗАНИЕМ

Богуславский В.А., Польченко В.В., Китаев Е.В.

(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The efficiency used at processing of metals by cutting, is lubricating - refrigerating of technological means depends not only on an elemental composition, but also from physical characteristics of these means both worked stock and their interplay.

Зона контакта стружки с передней поверхностью инструмента со-

стоит из двух зон: а) зона пластического контакта, располагающаяся вблизи режущей кромки и б) зона упругого контакта твердой деформированной стружки с передней поверхностью. Изучение условий контакта в этих двух зонах приводит к выводу о невозможности регулярного проникновения значительных частиц жидкости или ее паров на площадки трения в зоне пластического контакта. Это, в первую очередь, относится к случаю, когда отсутствует развитый нарост или опережающая трещина. Иначе обстоит дело в зоне упругого контакта. Микроскопические исследования показывают наличие микрокапиллярной сети в этой зоне.

Микросъемкой зоны соприкосновения стружки с передней поверхностью инструмента при мгновенной остановке процесса резания показано, что, используемые в качестве смазочно-охлаждающих сред (СОТС), жидкости заполняют капиллярную сеть, образующуюся между стружкой и инструментом. Проникновение жидкости по капиллярным полостям и микронеровностям подтверждается также высокоскоростной киносъемкой процесса резания (1).

Скорость и глубина проникновения СОТС по микрокапиллярам зависит от величины поверхностного натяжения. При соприкосновении жидкости и металлической поверхности, поверхностное натяжение определяет так называемую металлофильность жидкости, т.е. ее способность сцепляться с металлической поверхностью или смачивать ее.

Смачивание можно рассматривать как первую стадию физико-химического взаимодействия жидкости с твердым телом. Первоначально, при смачивании на поверхности твердого тела образуется тонкий адсорбционный слой жидкости.

Очевидно, что в условиях резания металлов желательно иметь смазочно-охлаждающие жидкости, обладающие металлофильностью, т.е. с малым поверхностным натяжением, обеспечивающим смачивание рабочих поверхностей инструмента и капиллярные явления в зоне резания.

Добавление в смазочно-охлаждающие жидкости поверхностно-активных веществ (ПАВ) делает их более металлофильными. Такие высоко-металлофильные жидкости будут не только снижать коэффициент трения в процессе резания за счет образования адсорбционных или химических пленок на трущихся поверхностях, но и облегчать процесс пластической деформации за счет расклинивающего эффекта (эффект Ребиндера). И это явление ещё более усиливается при контакте ПАВ с поверхностями, на которых отсутствуют окисные плёнки. Поверхность, вскрываемая при обработке резанием, является именно такой поверхностью.

Измерения поверхностного натяжения, как отмечал академик П.А. Ребиндер, показывает, что поверхностно-активные вещества, типа олеата натрия, снижают поверхностное натяжение воды с 72,8 до 30 дин/см при температуре 20 °С. При этом, как показывают расчеты, концентрация по-

верхностно-активных веществ в поверхностном адсорбционном слое в $3 \cdot 10^4$ раз выше, чем в объеме раствора.

Другим фактором, определяющим поверхностное натяжение жидкости, является температура. Для большинства жидкостей поверхностное натяжение убывает с повышением температуры линейно согласно формуле Этвеша:

$$\sigma = \frac{k}{V^{\frac{1}{3}}} (t_{кр} - t)$$

где V – мольный объем жидкости;

$t_{кр}$ – критическая температура, когда плотность жидкости становится равной плотности насыщенного пара и граница между ними исчезает;

k – постоянная величина (для недиссоциированных жидкостей $k = 2,1$).



Рис. 1. Смачивание обрабатываемых и инструментальных материалов различными СОТС

Таким образом, эффективность попадания СОЖ в зону опережающих деформаций при резании под действием капиллярных сил падает с ростом температуры в зоне микротрещины, при этом в зоне высоких температур, равных и больших критической, оно обращается в нуль. Кроме того, она зависит от соотношения скоростей резания и капиллярного движения. Учитывая это, можно утверждать, что капиллярный эффект наиболее полно проявляется путем попадания СОТС в слой металла, образующий поверхность резания и снимаемый на последующем проходе. Для вы-

яснения металлофильности, принятых к исследованию смазочно-охлаждающих жидкостей, была проведена скоростная киносъемка капель указанных жидкостей, нанесенных на полированную поверхность металлов, подвергающихся обработке, и инструментальных материалов (рис. 1).

Для оценки смачивающей способности смазочно-охлаждающих жидкостей было введено понятие коэффициента темпа растекания – "а". Он выражает скорость растекания жидкости в первые 10 секунд после нанесения капли этой жидкости на отполированную поверхность образца испытуемого материала. За единицу принят темп растекания капли дистиллированной воды на стали X18H10T при комнатной температуре $T = 24^\circ\text{C}$. Таким образом, величина коэффициента темпа растекания a_n какой-либо жидкости на данном материале будет выражаться

$$a_n = \frac{a \cdot D_2}{1,03 D_1}$$

где a – коэффициент темпа растекания дистиллированной воды на стали X18H10T, $a = 1$;

D_2 – диаметр капли исследуемой жидкости на образце обрабатываемого материала через 10 секунд;

D_1 – диаметр капли исследуемой жидкости на образце обрабатываемого материала в первую секунду.

1,03 – отношение конечного диаметра к начальному диаметру капли дистиллированной воды на пластинке стали X18H10T.

По результатам замера диаметров капель, построены графики темпа растекания различных смазочно-охлаждающих жидкостей на исследуемых сталях и сплавах (рис. 2).

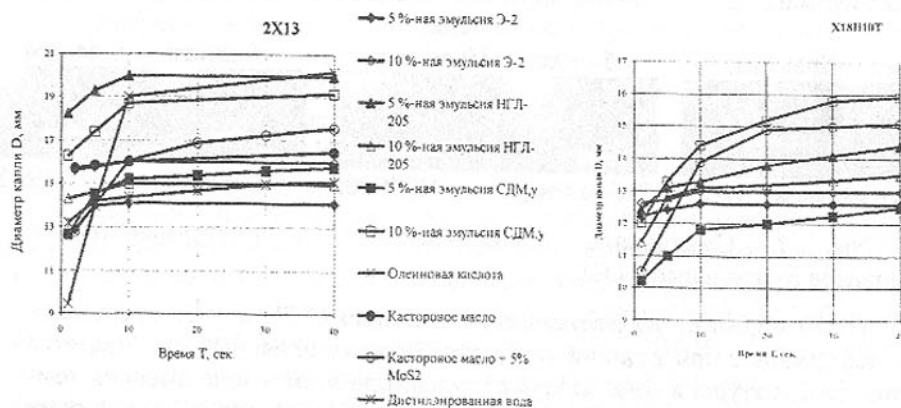


Рис. 2. Величины темпа растекания для сталей 2X13 и X18H9T

По этим графикам были определены коэффициенты темпа растекания, которые приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Коэффициенты темпа растекания исследуемых СОТС для различных материалов

Материал	Коэффициент темпа растекания a_n (1 - 10 сек)									
	Наименование СОТС									
	Эмульсия Э-2		Эмульсия НГЛ-205		Эмульсия СДМ,у		Олеиновая кислота	Касторовое масло	Касторовое масло + 5% MoS ₂	Дистиллированная вода
2X13	0,982	0,985	1,059	1,073	1,152	1,106	1,845	0,982	1,196	0,995
X18H10T	1,025	1,001	1,048	1,099	1,112	1,189	-	-	1,276	1
ЭИ654	0,977	-	1,051	1,085	1,213	1,104	-	-	1,254	-

Можно сделать предварительный вывод: жидкости, имеющие меньшую величину поверхностного натяжения должны быть более металлофильными. Это подтверждается фотографиями капель и величинами коэффициента темпа растекания. Не все жидкости одинаково металлофильны к разным материалам. Значит разным будет и влияние их на процесс резания металлов. Это подтверждается результатами натурных испытаний этих жидкостей при обработке резанием (рис. 3).

Выводы: при выборе СОТС для обработки конкретного материала необходимо учитывать не только химический состав, имеющихся жидкостей, но и физические процессы, происходящие в зоне резания.

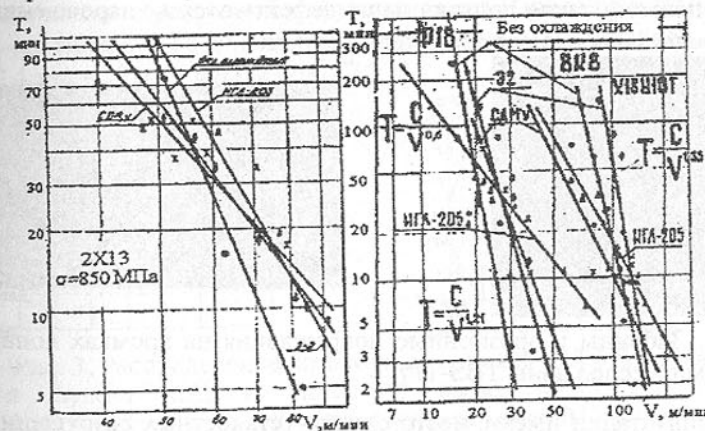


Рис. 3. Результаты стойкостных испытаний при обработке сталей 2X13 и X18H9T с использованием рассматриваемых СОТС

Список литературы: 1. Латышев В.Н. Исследование физических сторон действия смазочно-охлаждающих жидкостей в процессе резания различных металлов / Сборник: Вопросы применения СОЖ при резании металлов. Иваново 1965 – 109с./.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

ФОРМИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА

Богуслаев В.А., Пухальская Г.В., Бень В.П.
(ОАО "Мотор Сич", ЗНТУ, г. Запорожье, Украина)

It has been proved that creation of residual stresses, texture and structural transformation after ultrasonic strengthening with balls the blades of III-rd stage of D36 engine compressor results in increase of durability limit at vibration from 425 to 450 MPa and decrease S_{lgN} from 0,764 up to 0,297.

Анализ повреждений лопаток компрессора в процессе эксплуатации свидетельствует, что в основном они возникают при соударении с инородными телами. Лопатки изготовлены из титановых сплавов, поэтому появление повреждений поверхности пера или кромок лопатки в виде забоин, рисок, увеличивающих уровень локальных вибронпряжений (за счет появления резкого концентратора напряжений) повышает вероятность их усталостного разрушения. На рис. 1 показаны забоины на кромках и эрозионные повреждения, вызванные воздействием песка, пыли и частиц воды. Эрозия развивается постепенно, хорошо заметна при осмотре лопаток на двигателе, поэтому такие лопатки чаще дефектуются до зарождения усталостных трещин с последующим разрушением.

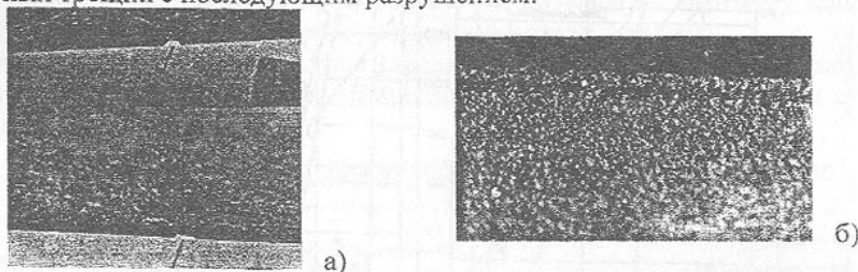


Рис. 1. Забоины и эрозионные повреждения на кромках лопаток 1-й ступени компрессора двиг. ТВ3-117.

В эксплуатации имеют место случаи усталостных разрушений из-за наличия технологических микродефектов.

На поверхности виброполированных лопаток (ВП) были зафиксированы следы (риски) "местного" ручного полирования (рис. 2 а). После ультразвукового упрочнения шариками (УЗУ) (рис. 2 б) практически исчезли риски от ручного полирования. На поверхности видны лунки от ударов шариков. Шероховатость имеет неопределенную ориентацию, образовалась так называемая ячеистая структура, которая отличается плавным микрорельефом. Ячейки представляют своего рода микроалтели, снижающие локальную концентрацию напряжений от следов ручного полирования.

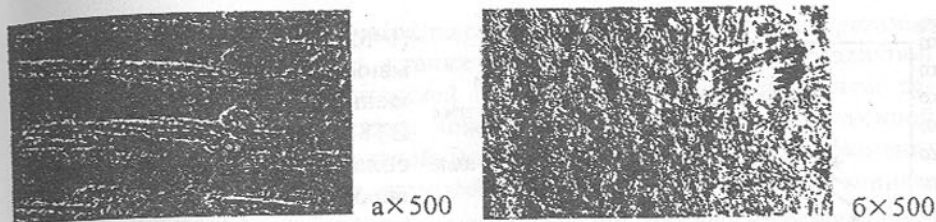


Рис. 2. Текстура поверхности после: а – ручного полирования; б – ультразвукового упрочнения.

Таким образом, несущая способность лопаток в значительной мере зависит от характеристик поверхностного слоя (особенно в тонких кромках), сформированных на финишных операциях с применением упрочняющих методов обработки, которые смогут нейтрализовать неблагоприятное влияние эксплуатационных и технологических концентраторов напряжений.

Основной характеристикой поверхностного слоя являются технологические остаточные напряжения, уровень и знак которых оказывает существенное влияние на сопротивление усталости. Исследования остаточных напряжений проводили на образцах, вырезанных из лопаток после ВП и УЗУ шариками с различной интенсивностью. Продолжительность УЗУ лопаток из сплава ВТ8 составляла 10 мин, диаметры шариков – 1,6 мм – 50% и 2,4 мм – 50% от массы (400 Г).

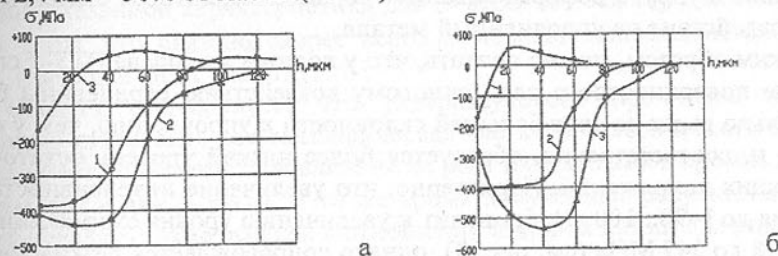


Рис. 3. Распределение остаточных напряжений в лопатках а – 1-й ступени КВД из сплава ВТ8 после: 1 – УЗУ $I=35...40$ мА; 2 – УЗУ $I=55...60$ мА; 3 – ВП; б – 1-й ступени КНД из сплава ВТ3-1 после: 1 – ВП; 2 – УЗУ $I=55...60$ мА; 3 – УЗУ $I=90...100$ мА.

Как видно из рис.3 виброполирование лопаток абразивными гранулами формирует сжимающие остаточные напряжения до 170 МПа, которые на глубине 15...25 мкм переходят в растягивающие напряжения меньшего уровня – 60 МПа. Характерно, что виброполирование наводит сжимающие напряжения на лопатках из сплава ВТ8 и ВТ3-1 примерно одинакового уровня. Последующее ультразвуковое упрочнение шариками увеличивает уровень до 400...450 МПа и глубину залегания сжимающих напряжений до 120 мкм. При этом при одинаковой интенсивности упрочнения

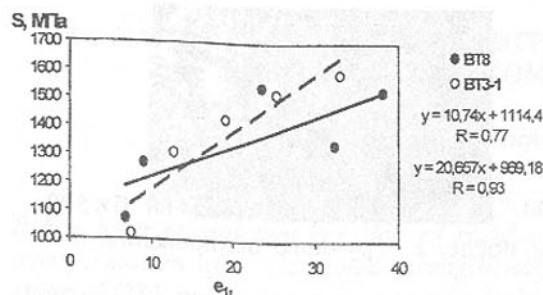


Рис. 4. Кривые упрочнения титановых сплавов

ставленные на рис. 4, получены методом осадки цилиндрических образцов с торцовыми выточками, заполненными антифрикционной смазкой.

Из рис. 4 видно, что напряжение текучести у пластически деформированного металла (сплав ВТЗ-1) больше по величине, чем у сплава ВТ8 при степени деформации ε свыше 15%. При этом пропорционально с повышением напряжения текучести деформированного металла увеличивается и предел прочности.

Известно, что сжимающие остаточные напряжения формируются при деформационном упрочнении за счет увеличения удельного объема поверхностного наклепанного слоя, который стремится изменить размеры по отношению к упруго-деформированной сердцевине, которая оказывает силовое воздействие на упрочненный металл.

Таким образом, можно считать, что у лопаток из сплава ВТЗ-1 сопротивление поверхностного слоя силовому воздействию сердцевинки будет значительно выше за счет большей склонности к упрочнению, чем у сплава ВТ8, и, соответственно, образуется более низкий уровень остаточных сжимающих напряжений. Характерно, что увеличение интенсивности упрочнения до $I=90\ldots 100$ мА приводит к увеличению уровня сжимающих напряжений до 545 МПа (см. рис. 3), однако сопровождается резким снижением их величины у поверхности до 280 МПа, что, вероятно, вызвано перенаклепом металла.

Известно, что в процессе деформационного упрочнения происходит образование определенной кристаллографической текстуры, которая оказывает как положительное, так и отрицательное влияние на прочностные характеристики лопаток. Для анализа изменения кристаллографической ориентации зерен были выбраны следующие отношения интенсивностей

$$q = \frac{I_{110}}{I_{103}}; n = \frac{I_{112}}{I_{201}}; m = \frac{I_{002}}{I_{100}}.$$

Сравнение полученных результатов показало, что как для исходного, так и для упрочненного состояния показатели n и q на кромках существенно меньше, чем для спинки. Отличается поведение показателя m , его зна-

($I=55\ldots 60$ мА) уровень сжимающих остаточных напряжений на образцах из сплава ВТ8 составил 450 МПа, из сплава ВТЗ-1 – 400 МПа, что вероятно объясняется более низким коэффициентом упрочнения n у сплава ВТ8, характеризующим склонность металла к упрочнению (рис. 4). Кривые упрочнения, пред-

ставленные на рис. 4, получены методом осадки цилиндрических образцов с торцовыми выточками, заполненными антифрикционной смазкой. Из рис. 4 видно, что напряжение текучести у пластически деформированного металла (сплав ВТЗ-1) больше по величине, чем у сплава ВТ8 при степени деформации ε свыше 15%. При этом пропорционально с повышением напряжения текучести деформированного металла увеличивается и предел прочности. Известно, что сжимающие остаточные напряжения формируются при деформационном упрочнении за счет увеличения удельного объема поверхностного наклепанного слоя, который стремится изменить размеры по отношению к упруго-деформированной сердцевине, которая оказывает силовое воздействие на упрочненный металл. Таким образом, можно считать, что у лопаток из сплава ВТЗ-1 сопротивление поверхностного слоя силовому воздействию сердцевинки будет значительно выше за счет большей склонности к упрочнению, чем у сплава ВТ8, и, соответственно, образуется более низкий уровень остаточных сжимающих напряжений. Характерно, что увеличение интенсивности упрочнения до $I=90\ldots 100$ мА приводит к увеличению уровня сжимающих напряжений до 545 МПа (см. рис. 3), однако сопровождается резким снижением их величины у поверхности до 280 МПа, что, вероятно, вызвано перенаклепом металла. Известно, что в процессе деформационного упрочнения происходит образование определенной кристаллографической текстуры, которая оказывает как положительное, так и отрицательное влияние на прочностные характеристики лопаток. Для анализа изменения кристаллографической ориентации зерен были выбраны следующие отношения интенсивностей

чение заметно больше на кромках по сравнению со спинкой. Такая разница в значениях показателей n , q , а также m может быть объяснена различной кристаллографической ориентацией зерен, вызванной неодинаковой деформацией отдельных участков лопаток. При этом преимущественной ориентировкой такой плоскостной текстуры на кромках является базисная плоскость наиболее легкого скольжения (0001). Что же касается спинки, где степень результирующей деформации меньше, то здесь на первый план выходят призматические ориентировки (11 $\bar{2}$ 0) и (10 $\bar{1}$ 0) или близкая к ним (11 $\bar{2}$ 2).

Исследование микроструктуры показало, что наряду с отмеченной выше кристаллографической неоднородностью в поверхностном слое кромки имеется характерная направленность как зерен α -фазы, так и β -фазы. Упомянутая выше текстурная направленность зерен обеих фаз должна быть связана с микродеформацией этих зерен и соответственно приводит к появлению микронапряжений. Об этом свидетельствуют результаты измерения ширины линий α - и β -фаз. Следовательно, можно констатировать, что в процессе изготовления лопаток возникают микронапряжения, приводящие к тому, что ширина дифракционных линий 110 α -фазы и 211 β -фазы больше для кромки, чем для спинки, а это естественно, связано с большей степенью деформации кромки. При этом абсолютное значение указанной характеристики для β -фазы во всех случаях выше, чем для α -фазы, что связано скорее всего с большей наклепываемостью β -фазы, имеющей ОЦК решетку.

Следует подчеркнуть, что ультразвуковое упрочнение лопаток стальными шариками, как специфическая часть технологического процесса, оказывает более заметное влияние на рост напряжений в кромке как для α -фазы, так и для β -фазы. В то же время полученные результаты не позволяют сделать такие выводы в отношении ширины линий для спинки изделия.

УЗУ вызывает уширение дифракционных линий для кромки изделия в большей степени, чем для спинки, при этом указанная характеристика для β -фазы во всех случаях выше чем для α -фазы, что связано скорее всего с большей наклепываемостью β -фазы.

Для оценки эффективности способов упрочнения (ВП и УЗУ) пера лопаток были проведены испытания на усталость на базе 10^8 цикл. ВП характеризуется невысоким пределом выносливости (~ 425 МПа) и большим рассеянием долговечности при относительно низких напряжениях ($S_{lgN}=0,764$). Вероятно, такие параметры выносливости вызваны недоупрочнением поверхности пера, поскольку глубина упрочненного слоя колеблется в пределах $30\ldots 40$ мкм, а также возможным шаржированием металла абразивными гранулами. Применение УЗУ позволило повысить пре-

дел выносливости лопаток до 450 МПа и значительно уменьшить рассеяние долговечности ($S_{lgN}=0,297$).

Комплекс исследований характеристик поверхностного слоя исходных и упрочненных лопаток, текстуры, структурно-фазовых превращений, характеристик усталости и ударной прочности позволил разработать следующие рекомендации по применению методов отделочно-упрочняющей обработки и организационно-технические мероприятия по повышению несущей способности.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗМІРНОЇ ОБРОБКИ ДУГОЮ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ

Боков В. М., Попова М. І.
(КДТУ, м. Кіровоград, Україна)

It is presented modeling methods and multifactor mathematical models of technological characteristics of the dimensional electric arc process of the inner surfaces with regard for factors interaction.

Одним із найбільш високопродуктивним методом електроерозійної обробки внутрішніх поверхонь (отворів та порожнин) є спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД), при якому дуга горить в міжелектродному зазорі (МЕЗ) між електроодом-інструментом (ЕІ) та електроодом-заготовкою (ЕЗ) в потужному поперечному потоці робочої рідини [1].

Як показано в роботі [2], електричні та геометричні параметри дуги, що обумовлюють технологічні характеристики процесу РОД, залежать від електричного та гідродинамічного режимів обробки. Саме тому електричний режим обробки в даній роботі задавався силою технологічного струму I (І фактор), а гідродинамічний – динамічним тиском робочої рідини в МЕЗ P_δ (ІІ фактор). Однак отримані двофакторні математичні моделі типу $y = f(I, P_\delta)$ не відбивають вплив геометричних параметрів електродів, а тому дають лише якісне уявлення про характер зміни технологічних характеристик процесу РОД при прогнозуванні продуктивності та точності обробки, а також якості обробленої поверхні при РОД отворів та порожнин різної площі в плані з використанням різних геометричних параметрів ЕІ.

Перша спроба встановлення кібернетичних зв'язків технологічних характеристик процесу РОД з геометричними параметрами електродів була зроблена в роботі [3] стосовно РОД фасонних порожнин і набула подальший розвиток в роботі [4] для прогнозування процесу РОД отворів. Дана стаття аналізує та систематизує накопичений досвід авторів з питання багатфакторного моделювання технологічних характеристик процесу РОД внутрішніх поверхонь з метою аргументованого вибору факторів на прикладі отриманих математичних моделей.

Предметом дослідження були такі технологічні характеристики процесу РОД внутрішніх поверхонь, як: продуктивність обробки M , мм³/хв; питома продуктивність обробки M_a , мм³·А/хв; питома витрата електроенергії a , кВт·год/кг; відносний лінійний знос ЕІ γ_a , %; бічний зовнішній МЕЗ δ_b , мм; комплексний показник точності формоутворення стержневого виступу $K_{св}$; шорсткість обробленої поверхні R_a , мкм; глибина зони термічного впливу H , мкм; коефіцієнт використання енергії η , %.

На підставі багаторічного технологічного досвіду (1973-2001 р. р.) виявлено наступні фактори, які можуть впливати на технологічні характеристики процесу РОД та задовольняють вимогам щодо керованості, операціональності, однозначності та сумісності [5, с. 51-53]:

- електричний режим обробки задавався силою технологічного струму I , А та напругою на електродах U , В. Як показано нижче, напруга суттєво впливає на ряд технологічних характеристик процесу РОД зовнішніх поверхонь, а тому вилучення її з числа факторів, як рекомендують автори роботи [6, с. 22-27], суттєво зменшить точність прогнозування даних характеристик;

- гідродинамічний режим обробки задавався статичним тиском робочої рідини на вході в МЕЗ $P_{ст}$, МПа, що теоретично обґрунтовано для різних технологічних схем формоутворення в роботах [7-9]. Зазначимо, що використання як фактора динамічного тиску робочої рідини P_δ є методичною помилкою автора роботи [2], так як даний параметр – складний і залежить від групи факторів, що суперечить умові керованості, а отже умові “активного” експерименту [5, с. 51]. Так, для круглого ЕІ параметр P_δ в будь-якій точці МЕЗ визначиться виразом

$$P_\delta = \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \frac{\rho \cdot Q^2}{2\pi^2 \delta^2}, \quad (1)$$

де ρ – густина робочої рідини, кг/м³; V – швидкість потоку в певній точці МЕЗ, м/с; Q – витрата робочої рідини крізь МЕЗ, м³/с; π – периметр каналу МЕЗ, м; δ – МЕЗ, м;

- геометричні параметри електродів задавалися: площею обробленої поверхні в плані F , мм²; глибиною обробки h або висотою робочого пояса на ЕІ s , мм; відносним діаметром технологічного каналу в ЕІ D/d – відношенням зовнішнього приведенного за площею в плані діаметра оброблюваної поверхні D , мм, до приведенного діаметра технологічного каналу в ЕІ d , мм

$$D = 1,13 \sqrt{F_i}, \quad (2) \quad d = 1,13 \sqrt{F_{ki}}, \quad (3)$$

де F_i – площа i -ї ділянки оброблюваної поверхні в плані; F_{ki} – площа технологічного каналу в ЕІ, що відповідає i -ї ділянці оброблюваної поверхні в плані. В розглядаємих умовах для циліндричних ЕІ $F_i = F$, а тому D – зовнішній діаметр оброблюваної поверхні в плані, d – діаметр каналу в ЕІ.

Найбільша кількість факторів в експерименті не перебільшувала шести. З метою зменшення загальної кількості дослідів застосовували план

дрібною реплікою 2^{6-3} , що передбачає $8 + 4 = 12$ дослідів.

Досліджуємі технологічні характеристики апроксимувалися лінійними відносно незалежних параметрів поліноміальними математичними моделями вигляду [10, с. 86]

$$\hat{y} = b_0 + b_1 f_1(X_1) + b_2 f_2(X_2) + \dots + b_k f_k(X_k) + \dots + b_{k+1} f_{k+1}(X_i, X_j) + \dots + b_{k+2} f_{k+2}(X_i, X_j, X_l) + \dots + b_{k+3} f_{k+3}(X_1, X_2, \dots, X_k), \quad (4)$$

де $b_0, b_1, \dots, b_{k+3}$ – коефіцієнти регресії математичної моделі; $X_1, X_2, \dots, X_k$ – керовані (змінні) фактори; k – число факторів, $1 \leq i < j < l \leq k$; $f_1, f_2, \dots, f_{k+3}$ – деякі функції від керованих факторів $X_1, X_2, \dots, X_k$.

Дані моделі ураховують взаємодію факторів, що дозволяє виявити властивості емергентності таких складних систем, якими є технологічні характеристики процесу РОД.

Аналітичні розрахунки та аналіз отриманих математичних моделей технологічних характеристик процесу розмірного формоутворення поверхонь електричною дугою здійснювали за методикою, що викладено в роботах [10, 11] з використанням програмного засобу "Планування, регресія і аналіз моделей" (ПЗ ПРІАМ).

Експериментальні дослідження технологічних характеристик процесу РОД внутрішніх поверхонь здійснювали з використанням трьох технологічних схем формоутворення:

- за першою схемою (рис. 1, а) здійснювали прошивання ЕЗ складеної конструкції циліндричним ЕЗ без робочого пояса на зворотній полярності. Така схема має поширене використання для РОД порожнин. Застосування ЕЗ складеної конструкції обумовлено зручністю та точністю вимірювання геометричних параметрів внутрішніх поверхонь після РОД при дзеркальної фіксації обох частин струбиною. Отримані математичні моделі технологічних характеристик та вихідні дані для їх побудови представлено в таблиці 1;

- за другою схемою (рис. 1, б) здійснювали прошивання суцільного ЕЗ циліндричним ЕІ з робочим пояском висотою c на прямій та зворотній полярностях. Така схема має поширене використання для РОД отворів. Отримані математичні моделі технологічних характеристик та вихідні дані для їх побудови представлено в таблицях 2...3;

- за третьою схемою (рис. 1, в) здійснювали розточування ЕЗ циліндричним ЕІ з робочим пояском висотою c на зворотній полярності. Таку схему доцільно використовувати для чистової обробки отворів. Отримані математичні моделі технологічних характеристик та вихідні дані для їх побудови представлено в таблиці 4.

Таблиця 1 - Математичні моделі технологічних характеристик процесу РОД порожнин на зворотній полярності (рис. 1, а)

Математична модель *	Масштабні співвідношення факторів
$M = 4641 + 3151x_1 + 1024x_2 + 926x_1x_2 - 251x_4 + 149x_6 + 126x_5 - 124x_3$	$x_1 = 0,005(I - 300)$;
$M_a = 15,3 + 2,44x_2 + 1,46x_1x_2 - 0,912x_4 + 0,312x_1 - 0,237x_3$	$x_2 = 0,2(U - 30)$;
$a = 4,21 - 0,4x_1x_2 + 0,24x_4 + 0,0512x_6 - 0,0437x_5 + 0,0387x_2$	$x_3 = 5(P_{cm} - 0,6)$;
$\delta_{05} = 0,132 + 0,0256x_4 - 0,0131x_3 + 0,0119x_6 + 0,0106x_3 + 0,00812x_2$	$\left. \begin{aligned} &x_3^2 + \\ &2,48 \cdot 10^{-8} - \\ &- 0,889 \end{aligned} \right\}$
$\gamma_a = 1,89 + 0,589x_3 - 3,77x_1x_2x_4 - 0,471x_1x_6 - 0,421x_2 + 0,391x_2x_4 + 0,186x_1$	
$K_{ca} = 1,53 - 0,26x_2 - 0,247x_5 - 0,207x_6 + 0,175x_4 + 0,165x_3 - 0,152x_1x_2 - 0,12x_1$	$\left. \begin{aligned} &x_4 = 0,00057(F - 3140); \\ &x_5 = 0,133(h - 12,5); \\ &x_6 = 0,5((D/d) - 6) \end{aligned} \right\}$
$Ra = 43,6 - 11,1x_3 + 9,37x_4 + 9,12x_5 + 6,37x_1 + 3,37x_2$	
$H = 167 - 45,6x_3 + 40,6x_5 + 34,4x_4 + 29,4x_1 + 14,4x_2$	
$\eta = 40,9 - 3,81x_1x_3x_6 - 2,24x_4 - 2,14x_2 + 1,44x_6 + 1,19x_3 + 1,63x_5 + 0,362x_5$	
*Діапазон вирівнювання факторів: $I = 100 \dots 500$ А; $U = 25 \dots 35$ В; $P_{cm} = 0,4 \dots 0,8$ МПа; $F = 1256 \dots 5024$ мм ² ; $c = 2 \dots 20$ мм; $D/d = 4 \dots 8$. Матеріал ЕІ – графіт МПГ 7. Робоча рідина – органічне середовище.	

Таблиця 2 – Математичні моделі технологічних характеристик процесу прошивання отворів способом РОД на зворотній полярності (рис. 1, б)

су прошивання отворів способом РОД на зворотній полярності (рис. 1, 2)	
Математична модель *	Масштабні співвідношення факторів
$M = 1435 + 577x_1 + 412x_2 + 287x_1x_2 + 252x_4 + 132x_1x_4 - 62x_1x_5 - 27x_5$	$x_1 = 0.02(I - 150);$
$M_o = 7,2 - 1,28x_4 - 0,68x_2 - 0,46x_5 - 0,71x_1x_2$	$x_2 = 0.2(U - 30);$
$a = 9,32 + 2,33x_2 + 1,56x_4 + 1,13x_1x_2 + 0,76x_1$	$x_3 = 5(P_{cm} - 0,6);$
$\delta_{05} = 0,082 + 0,007x_6 - 0,006x_1x_2 - 0,003x_3x_5 + 0,003x_5 - 0,002x_2 - 0,005x_3 - 0,017x_3$	$\left(\begin{aligned} &x_3^2 + \\ &+ 2,48 \cdot 10^{-8}x_3 - \\ &- 0,888 \end{aligned} \right);$
$\gamma_a = 0,67 - 0,36x_2 + 0,35x_6 - 0,22x_5 + 0,1x_1 + 0,04x_3$	
$Ra = 16,6 - 6,81x_3 + 6,41x_5 + 4,88x_1 + 4,1x_1x_2 + 3,69x_6$	$x_4 = 0,002(F - 785);$
$H = 73,5 - 21,9x_3 + 19,9x_5 + 16,6x_1x_2 + 14,6x_6 - 11,9x_3x_5 - 6,62x_3x_6 - 4,62x_4$	$x_5 = 0,11(c - 11);$
	$x_6 = 0,8((Dd) - 2,75)$
*Діапазон варіювання факторів: $I = 100 \dots 200$ А; $U = 25 \dots 35$ В; $P_{cm} = 0,4 \dots 0,8$ МПа; $F = 314 \dots 1256$ мм ² ; $c = 2 \dots 20$ мм; $D/d = 1,5 \dots 4$. Матеріал ЕЗ – сталь 45. Матеріал ЕІ – графіт МПГ 7. Робоча рідина – органічне середовище	

Розроблені багатофакторні математичні моделі технологічних характеристик процесу РОД внутрішніх поверхонь з використанням однозонного способу зворотного прокачування, а саме, продуктивності обробки (M, M_a, a), точності формоутворення ($\delta_{05}, \gamma_a, K_{ca}$) та якості обробленої поверхні (Ra, H) встановлюють кібернетичний зв'язок з факторами, що обумовлюють не тільки електричний (I, U) та гідродинамічний (P_{cm}) режими обробки, але і з факторами, що визначають геометричні параметри електродів (F, h або $c, D/d$) та дозволяють науково обґрунтовано керувати їми і прогнозувати їх при розробці технологічних процесів.

Таблиця 3 – Математичні моделі технологічних характеристик процесу прошивання отворів способом РОД на прямій полярності (рис. 1, б)

Математична модель *	Масштабні співвідношення факторів
$M = 4643 + 3181x_1 - 856x_6 + 783x_2 + 688x_1x_2 - 278x_3 - 246x_1x_3$	$x_1 = 0,0066(I - 250);$
$M_a = 17,2 - 2,75x_6 + 2,4x_1 + 2,35x_2 + 1,32x_1x_2 + 1,12x_4 - 0,82x_3$	$x_2 = 0,2(U - 30);$
$a = 3,81 + 0,62x_6 - 0,42x_1 + 0,35x_1x_2 + 0,25x_3 - 0,17x_5$	$x_3 = 1,25(P_{cm} - 1,2);$
$\delta_{02} = 0,152 + 0,034x_5 + 0,021x_6 - 0,021x_1x_6 - 0,009x_3x_4 - 0,009x_3x_6 + 0,009x_1$	$x_4 = 0,002(F - 785);$
$\gamma_a = 0,880,7x_3 - 0,45x_1 - 0,34x_2 + 0,22x_5$	$x_5 = 0,11(c - 11);$
$Ra = 21,7 - 11,6x_1x_3 - 11,6x_3 - 9,65x_3x_5$	$x_6 = 0,8((D/d) - 2,75)$
$H = 97,3 - 44x_1x_3 - 44x_3 - 34x_3x_5 + 6x_1x_4$	

*Діапазон варіювання факторів: $I = 100...400$ А; $U = 25...35$ В; $P_{cm} = 0,4...2$ МПа; $F = 314...1256$ мм²; $c = 2...20$ мм; $D/d = 1,5...4$. Матеріал ЕЗ – сталь 45. Матеріал ЕІ – графіт МПГ 7. Робоча рідина – органічне середовище.

Таблиця 4 – Математичні моделі технологічних характеристик процесу розточування отворів способом РОД на зворотній полярності (рис. 1, в)

Математична модель *	Масштабні співвідношення факторів
$M = 463 + 188x_1 + 118x_2 - 108x_5 + 106x_3 - 63x_6 - 46x_1x_6 + 31x_1x_2$	$x_1 = 0,066(I - 45);$
$M_a = 10 + 2,7x_2 - 1,85x_5 + 1,7x_3 + 1,17x_1x_4 - 0,82x_3x_5$	$z_1 = 1,125(x_1^2 - 0,888);$
$a = 6,8 + 1,15x_5 - 0,82x_3 + 0,6x_1x_2 - 0,57x_2 - 0,32x_1 + 0,35x_3$	$x_2 = 0,2(U - 30);$
$\delta_{02} = 0,076 + 0,014x_5 - 0,005x_3x_6 - 0,004x_1x_5 + 0,007z_1 + 0,002x_6$	$x_3 = 5(P_{cm} - 0,6);$
$\gamma_a = 0,44 - 0,25x_1 - 0,25x_5 + 0,19x_3 + 0,19x_1x_6 - 0,18x_1x_2 + 0,13x_3x_6 + 0,12x_1x_4$	$z_3 = 1,125(x_3^2 + 2,48 \cdot 10^{-8} x_3 - 0,888);$
$Ra = 11,8 + 4,39x_5 + 3x_1 + 3x_2 - 2,43x_3 - 2,43x_4 + 1,86x_1x_2$	$x_4 = 0,019(F - 188,5);$
$H = 75,4 + 27,9x_5 + 19,4x_2 + 19,4x_1 - 15,6x_3 - 15,6x_4 + 13,4x_6 + 12,1x_1x_2$	$x_5 = 0,111(c - 11);$
	$x_6 = 0,66((D/d) - 4,5)$

*Діапазон варіювання факторів: $I = 30...60$ А; $U = 25...35$ В; $P_{cm} = 0,4...0,8$ МПа; $F = 138...239$ мм²; $c = 2...20$ мм; $D/d = 3...6$. Матеріал ЕЗ – сталь 45. Матеріал ЕІ – графіт МПГ 7. Робоча рідина – органічне середовище.

Список літератури: 1. Носуленко В. И., Мещеряков Г. Н. Размерная обработка металлов электрической дугой // Электронная обработка материалов. – 1981. – № 1. – С. 19-23. 2. Носуленко В. И. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.03.07. – Кіровоград, 1999. – 36 с. 3. Боков В. М. Размерная обработка электрической дугой фасонных полостей. – Технология и организация производства, 1986, № 2, с. 48-49. 4. Боков В. М., Попова М. И. Прогнозирования технологических характеристик процессу розмірної обробки отворів електричною дугою на режимах прошивання та розточування // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. Вип. 11. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – С. 97-102. 5. Адлер Ю. П., Маркова Е. Ф.,

Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с. 6. Носуленко В. И., Чумаченко О. С. Визначення факторів та обґрунтування математичних моделей процесу РОД // Збірник наукових праць КДТУ / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / - Вип. 9. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С. 22-27. 7. Боков В. М. Гидродинамика размерного формообразования электрической дугой внутренних поверхностей при постоянном межэлектродном зазоре (режим 1) // Збірник наукових праць КДТУ / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / - Вип. 7. – Кіровоград: КДТУ, 2000. – С. 159-169. 8. Боков В. М. Розмірне формоутворення електричною дугою внутрішніх поверхонь при постійній швидкості потоку в міжелектродному зазорі (режим 2) // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2001. – № 3. – С. 58-63. 9. Боков В. М. Розмірне формоутворення електричною дугою внутрішніх поверхонь на жорсткому режимі (режим 3) // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2001. – № 4. – С. 60-67. 10. Радченко С. Г. Математичне моделювання технологічних процесів в машинобудуванні. – К.: ЗАТ «Укрспецмонтажпроект», 1998. – 274 с. 11. Лапач С. Н., Чубенко А. В., Бабич П. Н. Статистические методы в биологических исследованиях с использованием Excel. – К.: МОРИОН, 2001.

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

К АНАЛИЗУ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С НЕСТАЦИОНАРНЫМ ХАРАКТЕРОМ НАГРУЖЕНИЯ

Борисенко В.Ф. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина), Григорьев С.В. (НПФ «Мидизл», г. Донецк, Украина)

In this article the questions of analysis the work of the electromechanical system with non-stable character of the load are considered.

Большая группа производственных механизмов, имеющих в своем составе кривошипно-шатунные, кулисные и рычажные группы, обладает узлом нагружения (или исполнительным органом), совершающим возвратно-поступательный характер движения. Наличие периодического характера движения приводит к тому, что моменты сопротивления и инерции звена являются функциями угла поворота и его производных. Уравнение движения подобных систем в общем виде может быть записано:

$$M - M_C(\varphi, \dot{\varphi}) = I(\varphi) \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi}, \quad (1)$$

где $I(\varphi)$, $M_c(\varphi, \dot{\varphi})$ – момент инерции и момент сопротивления периодические функции угла поворота приводного двигателя или звена привода;

M – электромагнитный момент приводного асинхронного двигателя, функция угловой скорости – $M(\dot{\varphi})$.

Момент сопротивления $M_c(\varphi, \dot{\varphi})$ является суммой моментов от потенциальных сил M_{nom} , от сил рассеивания M_p , от сил трения $M_{тр}$

$$M_c(\varphi, \dot{\varphi}) = M_{nom}(\varphi, \dot{\varphi}) + M_p(\varphi, \dot{\varphi}) + M_{тр}(\varphi, \dot{\varphi}). \quad (2)$$

Момент сил сопротивления в общем случае можно представить в виде суммы двух слагаемых

$$M_c(\varphi, \dot{\varphi}) = M_0(\dot{\varphi}) + \varepsilon M_1(\varphi, \dot{\varphi}). \quad (3)$$

При упрощенном учете электромагнитных явлений в двигателе и работе его на линейном участке механической характеристики

$$M + T_1 \frac{dM}{dt} = M(\dot{\varphi}), \quad (4)$$

где T_1 – электромагнитная постоянная времени двигателя.

Уравнение движения после подстановки (3,4) примет вид

$$I(\varphi) \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} + M_c(\varphi, \dot{\varphi}) + T_1 \frac{d}{dt} \left[I(\varphi) \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} + M_c(\varphi, \dot{\varphi}) \right] = M(\dot{\varphi}) \quad (5)$$

Выражение для момента инерции системы может быть приведено к такому же виду, как и для момента сопротивления. Тогда уравнение (5) трансформируется в уравнение (6):

$$T_1 \ddot{\varphi} \left[1 + \frac{T_1}{I_0} \frac{dM_0(\dot{\varphi})}{d\dot{\varphi}} \right] \ddot{\varphi} + \frac{M_0(\dot{\varphi}) - M(\dot{\varphi})}{I_0} = -\varepsilon \left\{ h \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dh}{d\varphi} + \frac{M_1}{I_0} + T_1 \left[h \ddot{\varphi} + 2 \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \frac{dh}{d\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^3}{2} \frac{d^2 h}{d\varphi^2} + \frac{1}{I_0} \left(\frac{\partial M_1}{\partial \varphi} \dot{\varphi} + \frac{\partial M_1}{\partial \dot{\varphi}} \ddot{\varphi} + \frac{\partial M_1}{\partial \ddot{\varphi}} \ddot{\varphi} \right) \right] \right\} \quad (6)$$

Построение решения нелинейного дифференциального уравнения, близкого к периодическому, будем вести соотносясь с физикой поведения

реальной электромеханической системы. Как, видно, постоянная скорость звена привода возможна при $\varepsilon=0$, в этом случае $\dot{\varphi} = v$. Скорость может быть найдена из уравнения

$$M(v) - M_0(v) = 0. \quad (7)$$

Введение возмущения в систему $\varepsilon \neq 0$ приводит к изменению энергетического баланса системы, а, следовательно, и к изменению скорости вращения звена привода. Колебания потока энергии приведут к появлению неравномерности вращения, к изменению средней скорости вращения звена привода за период колебания. Учитывая вышесказанное, решение уравнения (6), близкое к периодическому по углу, будем отыскивать с помощью асимптотического метода [1,2] в виде

$$\frac{d\varphi}{dt} = v + \varepsilon v_1(v, \varphi) + \varepsilon^2 \dots \quad (8)$$

$$\frac{dv}{dt} = \varepsilon C_1(v) + \varepsilon^2 \dots \quad (9)$$

Однозначность определения функций U_i возможна при следующем ограничении – функция U_i должна содержать лишь члены, зависящие от угла поворота. Такое ограничение дает право принять в качестве средней угловой скорости звена привода за цикл колебания последнего

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varepsilon \left(C_1 + v \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} \right) + \varepsilon^2 \dots \quad (10)$$

$$\frac{d^3\varphi}{dt^3} = \varepsilon v^2 \frac{\partial v_1}{\partial \varphi^2} + \varepsilon^2 \dots \quad (11)$$

$$\text{Далее находим } \ddot{\varphi}^2 = v^2 + \varepsilon 2v v_1 + \varepsilon^2 \dots \quad (12)$$

$$\ddot{\varphi}^3 = v^3 + \varepsilon 3v^2 v_1 + \varepsilon^2 \dots \quad (13)$$

$$\ddot{\varphi} \ddot{\varphi} = \varepsilon v \left(C_1 + v \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} \right) + \varepsilon^2 \dots \quad (14)$$

$$M(\dot{\varphi}) - M_c(\dot{\varphi}) = M(v) - M_c(v) + \varepsilon [M'(v) - M'_c(v)] v_1 + \varepsilon^2 \dots \quad (15)$$

В уравнении (15) штрихом обозначено дифференцирование по φ . Подставляя (8), (10)-(15) в уравнение (6), сравнивая коэффициенты при одинаковых степенях ε и учитывая требование, наложенное на v_1 , в улучшенном первом приближении (с точностью до ε) будем иметь

$$\frac{dv}{dt} = \frac{M(v) - M_0(v)}{I_0 + T_1 M'_0(v)}; \quad (16)$$

$$T_1 v^2 \frac{\partial^2 v_1}{\partial \varphi^2} + \left[1 + \frac{T_1 M'_0(v)}{I_0} \right] v \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \frac{M'_0(v) - M'(v)}{I_0} v_1 =$$

$$= - \left\{ \frac{1}{I_0} \left[M_1(\varphi, v, 0) + \gamma T_1 \frac{\partial M_1(\varphi, v, 0)}{\partial \varphi} \right] + \frac{v^2}{2} \frac{d}{d\varphi} \left[h + v T_1 \frac{dh}{d\varphi} \right] \right\} \quad (17)$$

Из уравнения (17) отыскивается функция v_1 , как частное периодическое по φ решение.

После подстановки конкретных выражений для момента сил сопротивления, момента инерции и т.д. в уравнение (17) и его преобразования относительно v_1 получим

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial \varphi^2} + K_1 \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + K_2 v_1 = \sum_{n=1}^{n=4} (P_n \sin n\varphi + Q_n \cos n\varphi). \quad (18)$$

Решение уравнения (18) состоит из двух слагаемых – переходной и принужденной составляющих. Выражение для переходной составляющей опускаем и рассматриваем только решение соответствующее установившемуся режиму колебаний. Решение отыскивается в виде

$$v_1 = \sum_{n=1}^{n=4} (L_n \sin n\varphi + N_n \cos n\varphi). \quad (19)$$

После выполнения всех преобразований окончательное решение уравнения (18) в общем виде

$$v_1 = \sum_{n=1}^{n=4} \mathfrak{Z}_n \sin(n\varphi + \delta_n); \quad (20)$$

$$\mathfrak{Z}_n = \sqrt{L_n^2 + N_n^2} \quad (21)$$

Выражение для мгновенной угловой скорости звена приведения

$$\frac{d\varphi}{dt} = v + \sum_{n=1}^{n=4} \mathfrak{Z}_n \sin(n\varphi + \delta_n). \quad (22)$$

Зависимость для момента двигателя будем отыскивать в том же виде, что и для угловой скорости φ , т.е.

$$M = M_0 + \varepsilon M_1(\varphi) + \varepsilon^2, \quad (23)$$

где M_0 – среднее значение момента за цикл,

$\varepsilon^i M_i$ – переменные, периодические по углу, составляющие момента, причем функции M_i не содержат свободных от φ членов

$$M_0 = M(v); \quad (24)$$

$$T_1 v \frac{dM_1}{d\varphi} + M_1 = -B v_1. \quad (25)$$

Зная выражение для v_1 , находим зависимость для $M(\varphi)$

$$T_1 v \frac{dM_1}{d\varphi} + M_1 = -B \sum_{n=1}^{n=4} \mathfrak{Z}_n \sin(n\varphi + \delta_n). \quad (26)$$

После преобразований выражения для момента

$$M_1 = \sum_{n=1}^{n=4} S_n \sin(n\varphi + \delta_n - \xi_n); \quad (27)$$

$$S_n = \frac{B \mathfrak{Z}_n}{\sqrt{1 + T_1^2 v^2 n^2}}; \quad (28)$$

$$\operatorname{tg} \xi_n = -T_1 v n; \quad (29)$$

$$\xi_n = \operatorname{arctg}(-T_1 v n). \quad (30)$$

Окончательное выражение для момента

$$M = M_0 + \sum_{n=1}^{n=4} \frac{B \mathfrak{Z}_n}{\sqrt{1 + T_1^2 v^2 n^2}} \sin(n\varphi + \delta_n - \xi_n) \quad (31)$$

На рис.1 приведены зависимости $M(\varphi)$ и $\omega(\varphi)$, построенные по уравнениям (31) и (22) для следующих расчетных величин – $I_0 = 0.375 \text{ кгм}^2$; $T_1 = 0.0729 \text{ с}$; $\gamma = 48.7 \text{ с}^{-1}$; $\mathfrak{Z}_1 = 28.4$; $\mathfrak{Z}_2 = 9.54$; $\mathfrak{Z}_3 = 5.82$; $\mathfrak{Z}_4 = 0.0765$; $\operatorname{tg} \delta_1 = 7.68$; $\operatorname{tg} \delta_2 = 0.274$; $\operatorname{tg} \delta_3 = 0.0781$; $\operatorname{tg} \delta_4 = 3.05$; $M_0 = 31.08 \text{ Нм}$.

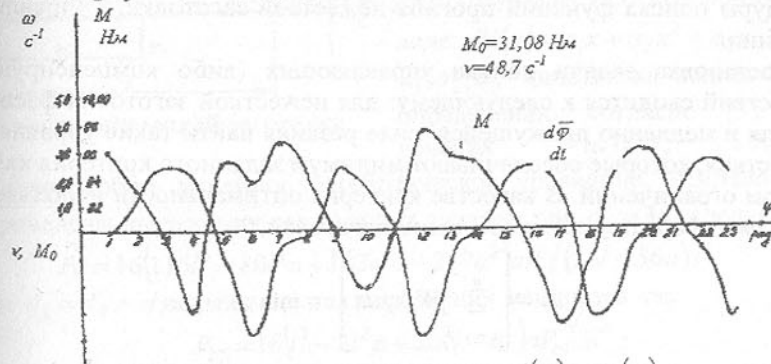


Рис.1. Расчетные зависимости $M(\varphi)$ и $\omega(\varphi)$

- Список литературы: 1. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний, М.:ФМ, 1963. 2. Митропольский Ю.А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний. М.: Наука, 1964.

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

ВАРИАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПОИСКА УПРАВЛЕНИЙ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Бохонский А.И., Шмидт Л.А. (СевНТУ, г. Севастополь, Украина)

The controls search by non-rigid variable cross-section blanks deformation is considered during turning processing. Also the power directing influences practical realization in the form of series impulse one mark is proposed. The received results confirm an opportunity a detail elastic deformations dynamic indemnification in an arbitrarily point of the cutting force application.

Несмотря на большое количество известных методов повышения точности обработки деталей малой жесткости, в том числе с применением систем автоматического управления настройкой станка и процессом обработки, их использование требует коррекции вследствие упругих перемещений заготовки.

При поиске силовых управлений и исследовании управляемого деформирования валов постоянной и переменной по длине жесткости использовались методы механики деформируемого твердого тела [1]. Одним из достоинств вариационного метода (метода Ритца) является упрощение процедуры поиска функций прогиба нежесткой заготовки в управляемом состоянии.

Постановка задачи поиска управляющих (либо компенсирующих) воздействий сводится к следующему: для нежесткой заготовки фасонного профиля и медленно движущейся силе резания найти такие управляющие воздействия, которые обеспечивают минимум заданного критерия качества с учетом ограничений. В качестве критерия оптимальности использовался минимум деформируемого состояния заготовки,

$$I_* = \left[\sum_{i=1}^n \int_{l_i} W_i(x) dx \right]^2 = \min, \quad (1)$$

а в качестве ограничений - условия равенства нулю перемещения и угла поворота в сечении заготовки с координатой a приложения силы резания:

$$W(a) = 0, \quad dW/dx = 0 \quad (\text{при } x=a). \quad (2)$$

В случае управляющего воздействия в виде сосредоточенной силы (P_*), приложенной в сечении с координатой $x=l/2$, выражение для полной энергии в управляемом деформируемом состоянии при произвольном положении силы резания P_r записывается следующим образом:

$$\mathcal{E} = \frac{1}{2} \int_0^l EI(x) \cdot [W''(x)]^2 dx - P_r \cdot W(a) + P_* \cdot W(l/2) = \min, \quad (3)$$

где E - модуль упругости; P_r - радиальная составляющая силы резания; $I(x)$ -

переменный момент инерции поперечного сечения; d_1, d_2 - диаметры концевых сечений; l - длина заготовки; $W(a), W(l/2)$ - перемещение сечений соответственно с координатами a и $l/2$; $W''(x)$ - кривизна изогнутой оси. Согласно методу Ритца выражение для $W(x)$, обеспечивающее минимум (3), ищется в виде полинома

$$W(x) = \sum_{i=1}^n a_i x^i, \quad (4)$$

где $n \geq 5$. Константы a_i находятся после подстановки (4) в (3), решения системы алгебраических уравнений: $\partial \mathcal{E} / \partial a_i = 0, \quad (i = 1 \dots n)$.

После определения a_i , управления $P(l/2), M_1(a), M_2(a)$ находятся из необходимых условий экстремума: $\partial I_* / \partial P = 0, \quad \partial I_* / \partial M_1 = 0, \quad \partial I_* / \partial M_2 = 0$.

Пример 1. Для заготовки, изображенной на рисунке 1, управляющее воздействие - сосредоточенная сила (P_*), приложенная в сечении с координатой $x = l/2$.

Осевой момент инерции заготовки определяется по формуле:

$$I_z(x) = \frac{\pi}{64} [d_1(l-x) + d_2x/l]^4.$$

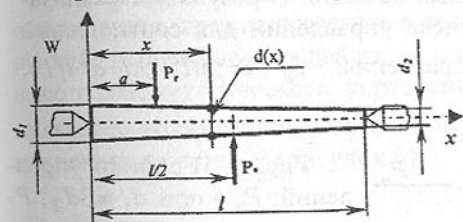


Рис.1. Схема конической заготовки

В соответствии с методом Ритца функция прогиба принята в виде: $W(x) = a_1x + a_2x^2 + a_3x^3$, где a_1, a_2, a_3 - константы, подлежащие определению согласно (3). Из условия $W(a) = 0$, которое

представляет собой линейное алгебраическое уравнение, найдено P_* . Ниже приведены выражения для частных случаев: при $d_1 = 3d_2$ следует:

$$P_1^* = 16(115l^3 - 80l^2a + 182a^2l - 217a^3)P_r / (55l + 56a)l^3 \quad (5)$$

В случае $d_1 = d_2 = d$ выражение для управления запишется как

$$P_2^* = 16(l^3 - 2l^2a + 2a^2l - a^3)P_r / 3l^4.$$

Графики управлений изображены на рисунке 2.

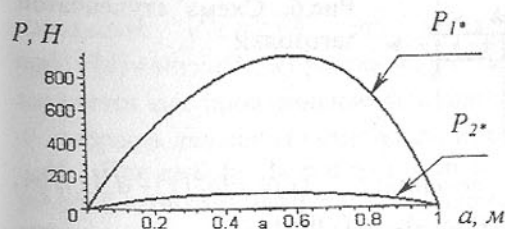


Рис. 2. Графики управлений: P_1^* - управление при $d_1 = 3d_2$, P_2^* - при $d_1 = d_2 = d$.

Пример 2. Для заготовки (рисунок 3) управляющие воздействия - сосредоточенная сила P_* , приложенная в сечении $x = l/2$ и опорный момент M , найдены на основании квадратичного критерия (1) и условий (2).

Осевой момент инерции равен:

$$I_z(x) = \frac{\pi}{64} \left[\left((d_1 - d_2)(l^2 - x^2)/l^2 + d_2 \right)^4 - \left((d_1 - d_2)(l^2 - x^2)/l^2 + d_2 - 2\delta \right)^4 \right]$$

где δ - толщина стенки. Полная энергия в управляемом состоянии:

$$\mathcal{E} = \frac{1}{2} \int_0^l EI(x) [W''(x)]^2 dx + P_r W(a) - P_u \cdot W(l/2) + MW'(l) = \min,$$

где $W'(0)$, $W'(l)$ - углы поворота опорных сечений. В результате реализации ранее изложенного алгоритма поиска управлений для соотношений $d_1 = 3d_2$ и $\delta = d_1/20$ получены управления: $P_u = 8P_r a(l^2 - 2la + a^2)/l^3$, $M = (l^2 - 3la + 2a^2)P_r a/l^2$.

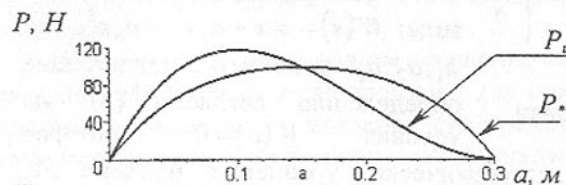


Рис. 4. Графики управлений: P_u - при $d_1 = 3d_2$; P_* - при $d_1 = d_2 = d$.

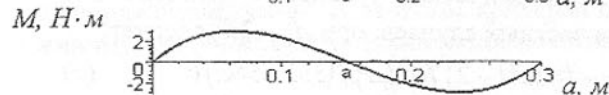


Рис. 5. График $M(a)$ при $d_1 = 3d_2$.

Пример 3. Для заготовки (рисунок 6) управления M_1 и M_2 найдены из условий $W(a) = 0$ и $W'(a) = 0$.

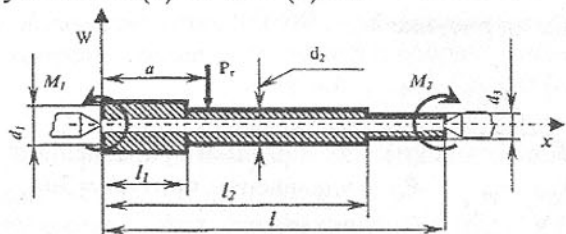


Рис. 6. Схема ступенчатой заготовки

Осевые моменты инерции сечений: $I_{z1}(x) = \pi [d_1^4(x) - d_0^4(x)]/64$, $I_{z2}(x) = \pi [d_2^4(x) - d_0^4(x)]/64$, $I_{z3}(x) = \pi [d_3^4(x) - d_0^4(x)]/64$.

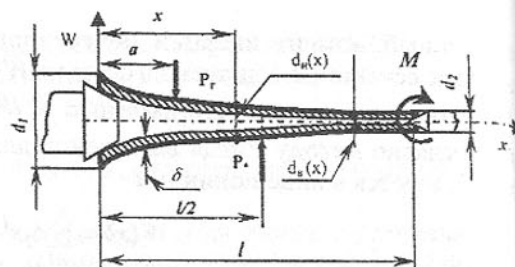


Рис. 3. Схема фасонной заготовки

Далее представлены выражения управляющих моментов (при $d_3 = 0.5d_2$, $d_2 = d_1 \cdot 0.5$, $d_{ан} = 0.9d_1$, $l_2 = 0.5l$, $l_1 = 0.5l_2$): $M_1(a) = (l^2 - 2la + a^2)P_r/l^2$, $M_2(a) = (l-a)a^2P_r/l^2$.

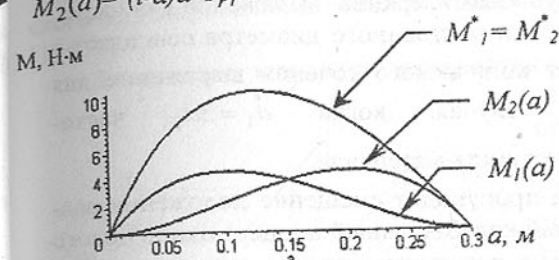


Рис. 7. Графики $M_1(a)$ и $M_2(a)$ - для ступенчатой заготовки; $M_1^*(a) = M_2^*(a)$ - для заготовки постоянного диаметра.

Для заготовки постоянного диаметра с учетом критерия (1) и условия $W(a) = 0$ управления имеют вид (рисунок 7): $M_1^* = M_2^* = 2P_r a(l-a)/(l+a)$.

Реализация силовых управлений возможна в виде серии импульсов одного знака, прикладываемых в заданном сечении заготовки. Компенсирующее импульсное воздействие, прикладываемое по середине заготовки вместо квазистатического управления P_* (рисунок 7). Применение импульсного воздействия позволяет непрерывно устранять перемещение по направлению силы P_r (рисунок 8).

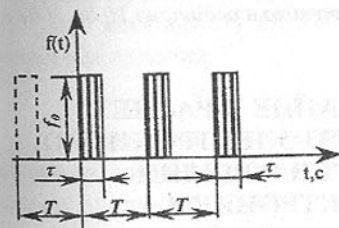


Рис. 6. Импульсная функция

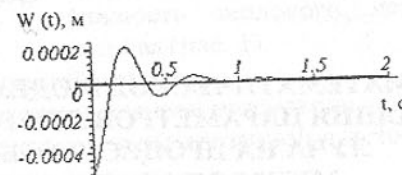


Рис. 7. График перемещений $W(t)$

Из (5) при $P_y = 1$ следует функция влияния (функция Грина), которая показывает, какое необходимо приложить воздействие по середине заготовки, чтобы устранить перемещение от силы $P_y = 1$ при ее произвольной координате ($l \geq a \geq 0$). Эту функцию можно заменить следующей: $F(a) = \sin \pi a/l$. Управление, учитывающее координату силы резания, запишется как произведение функций: $P_*(a, t) = \sin \pi a/l \cdot f(t)$, где $a = vt$; v - скорость движения резца вдоль заготовки.

При выборе параметров импульсного воздействия, в частности периода T , необходимо исключить ударный резонанс, который может возникнуть при совпадении одного из периодов собственных колебаний обрабатываемой детали с периодом T импульсного воздействия.

Импульсное воздействие может быть реализовано с помощью составного кольцевого пьезопреобразователя [2] из цирконата-титаната свинца или с помощью гидравлического виброупора.

При использовании метода бубнова-галеркина выражения для частоты первого тона колебаний заготовки постоянного диаметра совпадают с точным [3] $\omega_* = \pi^2/l^2 \sqrt{EJ/m}$. Для конического сечения выражение для частоты первого тона для случая, когда $d_1 = 3d_2$ частота $\omega = 9,4232/l^2 \sqrt{Ed_2^2/\rho}$, где ρ - плотность материала.

При импульсном воздействии происходит смещение положения равновесия и реализуется вынужденный колебательный процесс около нового положения равновесия. Полученные результаты подтверждают возможность динамической компенсации упругих деформаций детали в произвольной точке приложения силы резания.

Список литературы: 1. Бохонский А.И. Управление деформированием нежестких деталей при токарной обработке/А.И. Бохонский, А.Н. Вохмянин. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 1999. – 240с. 2. Пашков Е.В. Технологические основы обработки точением тонкостенных цилиндрических деталей: Учеб. пособие. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 2000. – 425с. 3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара/ Я.Г. Пановко.-Л.: Изд-во Машиностроение, 1976. – 320 с.

Статья поступила в редакцию 10.06.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО ЭЛЕКТРОННОГО ЛУЧА НА ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ МИКРООПТИКИ И НАНОЭЛЕКТРОНИКИ

Вашенко В.А., Краснов Д.М., Канашевич Г.В., Дубровская Г.Н.,
Яценко И.В., Бондаренко М.А., Рудь М.П.
(ЧГТУ, г. Черкассы, Украина)

Одной из наиболее эффективных технологий поверхностной обработки различных элементов микрооптики и наноэлектроники является микротехнология, базирующаяся на использовании подвижного ленточного электронного луча [1-4].

Целью данной работы является исследование влияния основных технологических параметров электронного луча (тока луча I_a , ускоряющего напряжения U_a , расстояния до обрабатываемой поверхности l , скорости движения луча V и времени обработки t) на тепловые процессы в обрабатываемых изделиях из оптических материалов, которые являются ведущими

ми среди всего комплекса физико-технических процессов электронно-лучевой обработки [1, 4, 7, 8].

В основу исследований положены современные методы математического моделирования и расчета температурных полей в различных средах [1, 5, 9].

В качестве элементов микрооптики и наноэлектроники рассматриваются тонкопленочные и узкие прямоугольные элементы, которые широко используются в качестве планарных волноводов, подложек оптических интегральных схем и др. [1, 8].

В основу всех рассматриваемых математических моделей положены нелинейные уравнения теплопроводности, учитывающие экспериментально установленные зависимости [1, 8]: $C_V = C_{V0} \cdot T^V$, $\lambda = \lambda_0 \cdot T^V$ (T - температура, C_{V0} , λ_0 , V - эмпирические константы, учитывающие природу и состав оптического материала) и подвижность теплового источника нагрева (рис. 1).

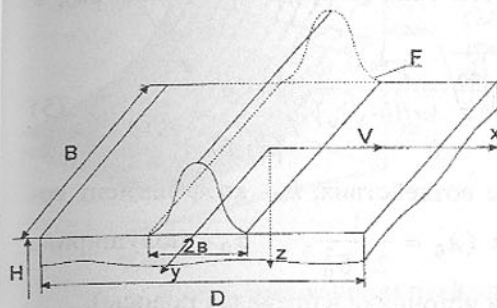


Рис. 1. Схема теплового воздействия подвижного источника тепла ленточной формы на оптические материалы: F - распределение мощности источника; B - ширина луча; b - полутолщина луча; V - скорость луча; x, y, z - оси координат; D, H - длина и толщина изделия.

Тонкопленочный элемент

Уравнения математической модели нагрева рассматриваемого элемента (в подвижной системе координат, жестко связанной с источником) имеют следующий вид:

$$C_V(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] + C_V(T) \cdot V \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + F(x, t), \quad -\infty < x < +\infty \quad (1)$$

$$T|_{t=0} = T_0 \quad (2)$$

$$T \rightarrow T_0 \quad \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \rightarrow 0 \quad \text{при} \quad x \rightarrow \pm\infty \quad (3)$$

С помощью интегральных преобразований (например, интегрального преобразования Фурье или операционного метода [10, 11]), решение системы (1) - (3) получается в следующем виде:

$$T(x, t) = \left[T_0^{\gamma+1} + \frac{\gamma+1}{2 \cdot \sqrt{\pi \cdot \lambda_0 \cdot C_{V0}}} \cdot e^{\frac{-V}{2 \cdot a_0^2} x - \frac{V^2}{4 \cdot a_0^2} t} \cdot x \right]$$

$$\times \int_0^t \frac{e^{-\frac{V^2}{4a_0^2} \tau}}{\sqrt{1-\tau}} \cdot d\tau \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} F_{об}(\xi, \tau) \cdot e^{-\frac{V}{2a_0^2} \xi - \frac{(x-\xi)^2}{4a_0^2(t-\tau)}} \cdot d\xi \quad (4)$$

Рассмотрим источник гауссовского типа (в пределах полосы 2b), в этом случае [1, 6]:

$$F_{об}(x, t) = \begin{cases} \frac{P_0}{H \cdot B} \cdot \sqrt{\frac{k_0}{\pi}} \cdot \frac{e^{-k_0 x^2}}{\operatorname{erf}(b \cdot \sqrt{k_0})}, & |x| < b \\ 0, & |x| > b \end{cases} \quad (5)$$

где P_0 - мощность источника в центре воздействия; k_0 - коэффициент сосредоточенности действия источника ($k_0 = \frac{1}{2 \cdot \delta_0^2}$, δ_0 - полуширина гауссовского распределения мощности источника в пределах полосы).

Подставляя (5) в (4), получаем для распределения температуры в элементе следующую формулу:

$$T(x, t) = \left\{ T_0^{\gamma+1} + \frac{P_0 \cdot \sqrt{k_0} \cdot e^{-\frac{V}{2a_0^2} x - \frac{V^2}{4a_0^2} t}}{2 \cdot \sqrt{\pi} \cdot C_{v0} \cdot H \cdot B \cdot \operatorname{erf}(b \cdot \sqrt{k_0})} \cdot \int_0^t \frac{e^{-\frac{V}{2a_0^2} \tau - \frac{4a_0^2 k_0 x^2 - V(2x+V)(t-\tau)}}{4a_0^2(1+4a_0^2 k_0(t-\tau))}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+4a_0^2 k_0(t-\tau)}} \times \right. \\ \times \left[\operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{1+4a_0^2 k_0(t-\tau)}{4a_0^2(t-\tau)}}\right) \cdot \left(b + \frac{x+V(t-\tau)}{1+4a_0^2 k_0(t-\tau)}\right) + \right. \\ \left. + \operatorname{erf}\left(\sqrt{\frac{1+4a_0^2 k_0(t-\tau)}{4a_0^2(t-\tau)}}\right) \cdot \left(b - \frac{x+V(t-\tau)}{1+4a_0^2 k_0(t-\tau)}\right) \right] \cdot d\tau \right\}^{\frac{1}{\gamma+1}} \quad (6)$$

Для установления связи управляемых технологических параметров ленточного электронного луча (I_n , U_y , l , V и t) с его энергетическими характеристиками (P_0 , k_0 и b) были использованы экспериментальные исследования по зондированию луча [6], математическая обработка которых позволила установить следующие аналитические зависимости (относительная погрешность 3-5%):

$$P_0(I_n, U_y) = I_n \cdot U_y, \quad (7)$$

$$k_0(I_n, l) = 9.4 \cdot 10^3 - 0.79 \cdot 10^2 \cdot l - (5.1 - 1.3 \cdot 10^{-2} \cdot l) \cdot I_n, \quad (8)$$

$$b(I_n, l) = \frac{1.73}{\sqrt{k_0(I_n, l)}}, \quad (9)$$

где $I_n = 150 \dots 350$ мА; $l = 40 \dots 90$ мм; $U_y = 5-6$ кВ; $V = 0.02 \dots 0.1$ м/с.

Для проведения расчетов по формулам (6) – (9) был использован математический пакет Mathcad 2001. Пример результата расчетов для оптического стекла К-8 [1, 8] представлены на рис. 2.

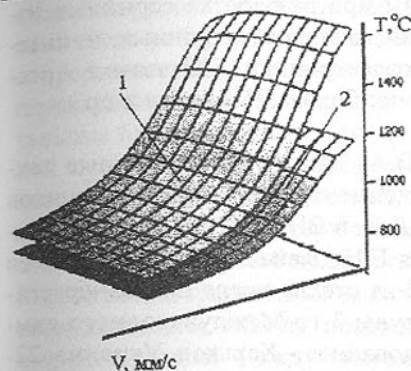


Рис. 2. Зависимость температуры поверхности образца под электронным лучом (центральная точка) от скорости луча V и рабочего расстояния l ($U_y = 5$ кВ, $t = 0.1$ с) 1 – $I=100$ мА, 2 – $I=50$.

Узкий прямоугольный элемент малой толщины

Уравнения математической модели распространения тепла в указанном элементе имеют вид:

$$C\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] + C\lambda(T) \cdot V \cdot \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (10)$$

$$-\infty < x < +\infty, \quad 0 < z < H, \quad t > 0 \quad (11)$$

$$T|_{t=0} = T_0, \quad (12)$$

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = F(x, t), \quad (13)$$

$$\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=H} = 0, \quad (14)$$

$$T \rightarrow T_0, \quad \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \rightarrow 0 \quad \text{при} \quad x \rightarrow \pm \infty$$

Используя указанные выше методы интегральных преобразований, для случая источника гауссовского типа (5) имеем:

$$T(x, z, t) = \left\{ T_0^{\gamma+1} + \frac{(\gamma+1) \cdot P_0 \cdot \sqrt{k_0} \cdot a_0 \cdot e^{-\frac{V}{2a_0^2} x - \frac{V^2}{4a_0^2} t}}{2 \cdot \pi \cdot B \cdot \lambda_0 \cdot \operatorname{erf}(b \cdot \sqrt{k_0})} \cdot \int_0^t \frac{e^{-\frac{V}{2a_0^2} \tau - \frac{4a_0^2 k_0 x^2 - V(2x+V)(t-\tau)}}{4a_0^2(1+4a_0^2 k_0(t-\tau))}} \cdot \frac{1}{\sqrt{t-\tau} \cdot \sqrt{1+4a_0^2 k_0(t-\tau)}} \times \right. \\ \times \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=0}^{\infty} \cos \frac{n \cdot \pi \cdot z}{H} \cdot e^{-\left(\frac{a_0 \cdot n \cdot \pi}{H} \right)^2 \cdot (t-\tau)} \right] \cdot d\tau \right\}^{\frac{1}{\gamma+1}} \quad (15)$$

Результаты расчетов показывают, что наиболее критичным техноло-

гическим параметром является скорость электронного луча.

Разработанные методы расчета влияния технологических параметров ленточного электронного луча на температурные поля в обрабатываемых оптических материалах были использованы при разработке серийных изделий интегральной и волоконной оптики, оптикоэлектронных и интегрально-оптических приспособлений наноэлектроники (ПО «завод Арсенал», ЦКБ «Арсенал», г. Киев, НПК «Фотоприбор», г. Черкассы и др.).

Список литературы: 1. Ващенко В.А. Высокотемпературные технологические процессы взаимодействия концентрированных источников энергии с материалами. Монография. М.: Деп. в ВИНТИ 07.08.96, №62 - XII 96, 408с. 2. Ващенко В.А., Дубровская Г.Н., Канашевич Г.В., Поздеев С.В. Оптические свойства подложек ОИС из стекла после низкоэнергетической электронно-лучевой обработки. Труды 3-го Международного симпозиума «Вакуумные технологии и оборудование». - Харьков, Украина, 22-24 сентября 1999г., с.115-118. 3. Ващенко В.А. Наукові основи оптимізації процесів електронно-променевої обробки оптичних матеріалів. - Вісник Черкаського технологічного інституту. Серія "Технічні науки", №15, 2000, с.73-84. 4. Ващенко В.А. Физико-технические процессы взаимодействия электронного луча с оптическими материалами. - Вісник ЧІПІ, 2000, №2, с.14-19. 5. Бочок М.П., Будхон Н.П., Ващенко В.А., Канашевич Г.В., Котельников Д.І. Спеціальні методи обробки оптичного скла. - Чернігівський державний технологічний університет, 2001, 215с. 6. Беляев Н.М., Ряднов А.А. Методы теории теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1982, 327с.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ПРЕДИКАТИВНЫХ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ РОТОРНОЙ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Водолазская Н.В., Михайлов А.Н., Петрусенко А.Л.
(ДонНТУ, НПП «Эталон», г. Донецк, Украина)

In the given article the problem to rotor assembly of threaded connections on multi-layered machines is uncovered. For this purpose the master schedule of automatic assembly of threaded connections such as "a threaded rod - threaded bush" is shown by the way schemes, from which one it is possible to conclude that the special role is allocated to stages of orientation and basing. For the description of devices of automatic orientation and basing the vehicle of logic theory will be used, ground which one the predicative qualifier of rotor assembly of a nut with a bolt is constructed. The optimum schemes for rotor assembly of screwed joints on multi-layered machines are retrieved.

Автоматизация сборки резьбовых соединений на базе технологических систем роторного типа включает в себя преимущества роторных линий и многоярусных машин. Такие системы имеют компактную структуру, способствующую сокращению производственных площадей и уменьшению числа рабочих, занимающихся обслуживанием этих систем. Высокая непрерывность загрузки приводных двигателей, что является важным эксплуатационным показателем, достигается вследствие того, что инструментальные блоки роторов получают технологическое движение от мехатронной системы. Межоперационная передача штучных деталей из транспортного ротора в технологический, либо из одного технологического в другой осуществляется без потери ориентации деталей, что имеет большое значение при сборке резьбовых соединений из-за сложности их базирования. Малые межоперационные запасы и высокая производительность роторных автоматических систем позволяют исключать возможность коррозии и старения деталей между операциями. Кроме того, эта сборочная система позволяет проводить 100%-ный контроль качества собранных соединений всего потока продукции [1, 2]. Приведенные преимущества свидетельствуют о том, что использование систем роторного типа является наиболее прогрессивным для сборки резьбовых соединений.

Технологический процесс автоматической сборки резьбовых соединений типа «резьбовой стержень – резьбовая втулка» (назовем их деталь С и деталь В) представлен на рисунке 1, из которого можно заключить, что особая роль отводится этапам ориентации и базирования, т.к. эти этапы связаны с точностью, производительностью и построением процесса сборки в целом.

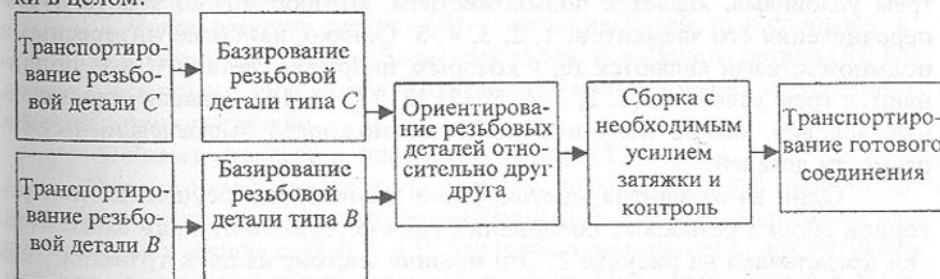


Рис. 1. Схема автоматической сборки резьбового соединения

Для описания устройств автоматического ориентирования и базирования весьма удобен аппарат математической логики, поскольку между двумя взаимно ориентируемыми деталями существует тесная предикативная связь. Существуют множества логических возможностей ориентации и базирования деталей, поэтому анализ таких возможностей играет основную роль при решении той или иной проблемы управления процессом автоматической сборки либо выбора оптимальной сборочной машины. Например, если рассмотреть результаты автоматической сборки двух резьбо-

вых деталей, то на качество сборки будут влиять предикаты совместимости осей деталей (относительное отклонение и перекос осей), точности и чистоты собираемых деталей (поле допуска), конфигурации деталей, вид взаимного расположения деталей на рабочих позициях. По условиям надежности сборки, простоты кинематики будущей сборочной машины следует учитывать наиболее важный предикат — вид взаимного расположения собираемых деталей на рабочих позициях (таблица 1).

Таблица 1. Перечень логических возможностей ориентации и базирования

Номер возможности	На качество сборки влияют				Номер возможности	На качество сборки влияют			
	Совпадение осей резьбовых деталей	Точность, чистота	Конфигурация резьбовых гаек	Взаимное расположение резьбовых гаек		Совпадение осей резьбовых деталей	Точность, чистота	Конфигурация резьбовых гаек	Взаимное расположение резьбовых гаек
1	С	С	С	С	9	В	С	В	С
2	С	С	С	В	10	В	В	С	С
3	С	С	В	С	11	В	С	С	В
4	С	В	С	С	12	В	В	В	С
5	В	С	С	С	13	В	В	С	В
6	С	С	В	В	14	В	С	В	В
7	С	В	С	В	15	С	В	В	В
8	С	В	В	С	16	В	В	В	В

Из приведенной таблицы видно, что множество тех логических возможностей, для которых истинно высказывание «деталь С подчиняется трем условиям», является подмножеством, которое можно задать путем перечисления его элементов: 1, 2, 3, 4, 5. Однако, наиболее интересными подмножествами являются те, у которых, например, детали С и В подчиняются трем условиям (1, 2, 3, 4, 5, 12, 13, 14, 15, 16). Задавая определенные условия, можно получить любые возможности высказываний собираемости деталей.

Один из вариантов многоярусной машины для осуществления роторной сборки резьбовых соединений типа «стержень-втулка» схематически представлен на рисунке 2. Эта машина состоит из двух транспортных роторов I и II, расположенных ярусами друг под другом. Первый транспортный ротор, расположенный ниже, предназначен для подачи в рабочий ротор в ориентированном положении охватываемых деталей, а второй — для подачи в рабочий ротор в ориентированном положении охватывающих деталей. В рабочем роторе III осуществляется сборка резьбового соединения с необходимым усилием затяжки. В конце технологического процесса имеется не одна, а две позиции удаления собранных узлов, причем на одной позиции IV снимаются годные изделия, а на другой — бракованные V, которые возникают при нарушении условий собираемости резьбовых

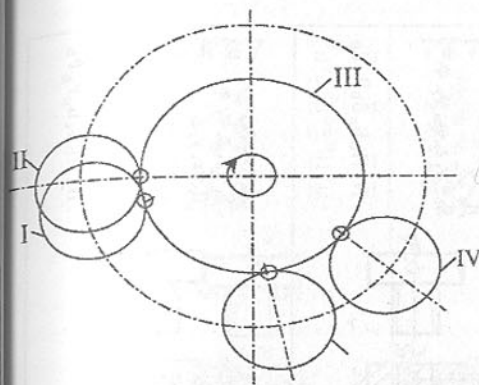


Рис. 2. Схема многоярусной машины для осуществления роторной сборки резьбовых соединений

и гайки; когда в первом случае болт находится над гайкой, а во втором — под гайкой. От выбора схемы зависит вся компоновка многоярусной машины. Известно [3], что на работоспособность многоярусной машины значительное влияние оказывают пять основных параметров:

1. Способ подачи (П) собираемых деталей к местам сборки (к установочным базам). Детали можно подавать принудительно либо за счет собственного веса.
2. Способ базирования (Б) собираемых деталей, в зависимости от числа степеней свободы каждой детали
3. Число рабочих органов (Р) — заталкивателей, пуансонов и т. д.
4. Способ выгрузки собираемых узлов из рабочего органа (В). Выгрузка собранных узлов может быть за счет использования собственного веса либо принудительно.
5. Схема управления процессом сборки (У).

Для роторной сборки болта с гайкой на многоярусной машине предикативную взаимосвязь между элементами П, Б, Р можно выразить в виде конъюнкции в строчках П А Б А Р. Заданная конъюнкция будет оптимальной при абсолютной истине всех параметров. Под истинностью каждого параметра понимаем: 1) P_c и P_b — истинно при загрузке болтов и гаек за счет собственного веса; 2) B_c (база болта) и B_b (база гайки) — истинны при наличии самоустановки «плавающих» баз; 3) $P_{c,b}$ — истинно при минимуме рабочих органов; 4) $B_{c,b}$ — истинно при использовании собственного веса; 5) У — истинно при минимальной схеме управления.

В предикативном классификаторе (таблица 2) сборки болта С с гайкой В даны три вида базирования: жесткое, когда детали С и В имеют ограниченное число степеней свободы (не более двух) и смешанное, когда деталь С «плавает», а В находится на жесткой базе и наоборот. Варианты

делий.

Для выбора наилучшей схемы базирования и ориентации, был проведен анализ роторной сборки болтов и гаек. Предполагалось, что соединение резьбовых деталей может производиться с разных направлений и под разными углами: в частности, осуществляться вдоль вертикали, вдоль горизонтали, а также под разными углами к вертикали и горизонтали. Наибольший интерес представляет роторная сборка с горизонтальным и вертикальным расположением осей собираемой пары, а также два варианта взаимного расположения болта

Таблица 2. Предикативный классификатор роторной сборки болта с гайкой

	Эскиз резьбового соединения с вертикальным расположением осей	Условия связи и движения. Предикат оптимальности	Эскиз резьбового соединения с вертикальным расположением осей	Условия связи и движения. Предикат оптимальности	Эскиз резьбового соединения с вертикальным расположением осей	Условия связи и движения. Предикат оптимальности
Жесткое	1	$D_c = z, \varphi_z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y$ $D_b = z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	7	$D_c = z, \varphi_z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y$ $D_b = z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	13	$D_c = x, \varphi_x$ $S_c = y, z, \varphi_y, \varphi_z = 4$ $D_b = x$ $S_b = y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$
Базирование	2	$D_c = x, y, z, \varphi_z$ $S_c = \varphi_x, \varphi_y$ $D_b = z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	8	$D_c = x, y, z, \varphi_z$ $S_c = \varphi_x, \varphi_y$ $D_b = z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	14	$D_c = x, y, z, \varphi_x$ $S_c = \varphi_y, \varphi_z$ $D_b = x$ $S_b = y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$
Деталь В плавает	3	$D_c = z, \varphi_z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y$ $D_b = x, y, z$ $S_b = \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 3$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	9	$D_c = z, \varphi_z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y$ $D_b = x, y, z$ $S_b = \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 3$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	15	$D_c = x, \varphi_x$ $S_c = y, z, \varphi_y, \varphi_z = 4$ $D_b = x, y, z$ $S_b = \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 3$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$

Продолжение таблицы 2.

Жесткое	4	$D_c = z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $D_b = z, \varphi_z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y = 4$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	10	$D_c = z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $D_b = z, \varphi_z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y = 4$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	16	$D_c = x$ $S_c = y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $D_b = x, \varphi_x$ $S_b = y, z, \varphi_y, \varphi_z = 4$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$
Деталь С плавает	5	$D_c = x, y, z$ $S_c = \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 3$ $D_b = z, \varphi_z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y = 4$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	11	$D_c = x, y, z$ $S_c = \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 3$ $D_b = z, \varphi_z$ $S_b = x, y, \varphi_x, \varphi_y = 4$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	17	$D_c = x, y, z$ $S_c = \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 3$ $D_b = x, \varphi_x$ $S_b = y, z, \varphi_y, \varphi_z = 4$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$
Деталь В плавает	6	$D_c = z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $D_b = x, y, z, \varphi_z = 4$ $S_b = \varphi_x, \varphi_y = 2$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	12	$D_c = z$ $S_c = x, y, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $D_b = x, y, z, \varphi_z = 4$ $S_b = \varphi_x, \varphi_y = 2$ $\Pi_c \Pi_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$	18	$D_c = x$ $S_c = y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z = 5$ $D_b = x, y, z, \varphi_x = 4$ $S_b = \varphi_y, \varphi_z = 2$ $\Pi_c \bar{\Pi}_b \bar{B}_c \bar{B}_b P_c \bar{P}_b$

роторной сборки, когда резьбовые детали *С* и *В* имеют более двух степеней свободы не учитываются, поскольку такой вид базирования приводит к усложнению конструкции ориентирующих устройств многоярусных машин. В классификаторе рассмотрены различные варианты применения рабочих органов: когда вращается вокруг своей оси только болт или только гайка, что видно из наличия числа степеней свободы и связей. Опушены схемы роторной сборки, допускающие вращение болта и гайки одновременно, так как это увеличивает вероятность срыва первых витков резьбы и заклинивания. В настоящее время, из анализа опыта зарубежных стран, [4] следует, что при автоматизации процесса сборки резьбовых соединений целесообразнее осуществлять вращение только одной детали, но при этом наживление должно происходить с определенной скоростью, а дальнейшее завинчивание с большей угловой скоростью, регулировка которой осуществляется специальным вариатором скорости.

В предикативном классификаторе роторной сборки болта с гайкой не рассмотрена выгрузка резьбового соединения, так как предложенная конструкция многоярусной машины предполагает наличие транспортных роторов, которые обеспечивают вертикальную выгрузку собираемой пары (эскизы 1-12). Анализируя все схемы классификатора, можно заключить, что оптимальным вариантом сборки болта с гайкой являются схемы 2 и 12, так как вращение детали *С*, наличие у нее «плавающих» баз и расположение ее над деталью *В* в схеме 2 и вращение детали *В*, наличие у нее «плавающих» баз расположение ее над деталью *С* в схеме 12 обеспечивают надежную сборку. Указанные схемы базирования роторной сборки резьбовых соединений на предложенной конструкции многоярусной машины позволяют объединить комплекс показателей, таких как компактность, непрерывность, гибкость, многоярусность структур технологической системы, что способствует повышению уровня качества сборки резьбового соединения.

Список литературы: 1. Клусов И.А. Технологические системы роторных машин. — М.: Машиностроение, 1976 — 231 с. 2. Кошкин Л.Н. Комплексная автоматизация на базе роторных линий. Изд-во 2-е, перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1972 — 351 с. 3. Шерешевский Н. И. Анализ и синтез многоярусной сборки. — М.: Машиностроение, 1971. — 248 с. 4. Механизация и автоматизация сборочных работ на машиностроительных предприятиях / Б. М. Арпентьев, А. С. Зенкин, А. Н. Куцын — К.: Техника, 1994 — 232 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ПРОБЛЕМЫ МИКРООБРАБОТКИ И ЭЛЕКТРОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Волчкевич Л.И., Панфилов Ю.В., Цветков Ю.Б.
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия)

Some features of micro electromechanical systems technology are examined and principles of micro machining for wide range of applications are discussed.

Одной из объективных тенденций научно-технического прогресса является микроминиатюризация объектов производства, появление «микротехники» — промышленных изделий с размерами некоторых конструктивных элементов в микронном, субмикронном и нанометровом диапазоне (в настоящее время наиболее часто используется название микросистемная техника).

К микросистемной технике (МСТ) можно отнести: а) микроэлектронику — разнообразные интегральные микросхемы в основном на кремневой подложке; б) микроэлектромеханические системы — прежде всего микродатчики давления, расхода и скорости жидкостей и газов, а также микродвигатели, микророботы и т.п.; в) изделия машино- и приборостроения с микронной и субмикронной проработкой элементов изображения (дифракционные решетки, кодовые диски, прецизионные фильтры и т.д.).

Особенностью изделий МСТ является: 1) расположение основных конструктивных элементов на плоскости или в приповерхностных слоях («планарность» изделия); 2) множественность и взаимосвязанность этих элементов, образующих сложные топологические структуры. При этом геометрические размеры элементов топологии находятся в микронном диапазоне по двум или даже трем координатам (длина — ширина — глубина).

Технологические воздействия при изготовлении МСТ можно свести к трем основным: 1) микроудаление материала с глубиной $h_{1\max}=10-20$ мкм и шириной $S_{1\min}=0,2-0,4$ мкм (рис.1, а); 2) модификация свойств поверхности на глубину $h_2=1,5-2,0$ мкм (рис.1, б); 3) нанесение микрослоев материала с $h_{3\min}=2-20$ нм и до $h_{3\max}=10-20$ мкм (рис.1, в).

Технологии микрообработки по одной координате известны давно, например микросъем полированием или притиркой; нанесение тонких пленок гальваническим методом. Микрообработка по двум или более координатам потребовала не только новых методов, но и принципиально иных концептуальных подходов.

Для организации любого технологического процесса размерной обработки необходимо наличие трех факторов:

- технологические инструменты, способные выполнить данный вид обработки;
- технологическое оснащение, обеспечивающее необходимые масштаб и

качество обработки;

- технологическая среда, создающая возможность эффективной реализации процесса обработки.

Так, процесс глубокого сверления требует наличия соответствующих сверл и оснастки (зажимных устройств и кондукторных втулок), без которых точности по диаметру отверстия не будет, а также технологической среды – смазочно-охлаждающей жидкости для охлаждения инструмента и уноса стружки. Обработка потоками электронов или ионов требует наличия специальной технологической среды – вакуума, поскольку в атмосфере эти потоки функционировать не могут. Химическое травление требует жидкой или газовой среды в зоне обработки.

Для традиционных технологий, включая размерную микрообработку по одной координате, важнейшей проблемой было и остается создание соответствующих технологических инструментов. Для производства МСТ на первый план выдвигается проблема надежной локализации зон технологического воздействия (см. рис.1). Именно этим определяются минимальные размеры и высокая точность конструктивных элементов, возможность их дальнейшей микроминиатюризации.

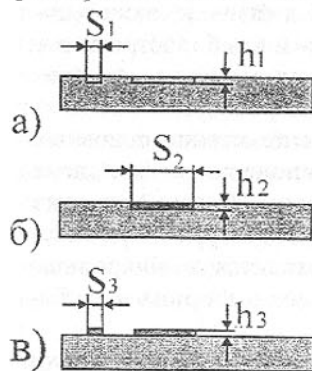


Рис.1.

Между тем, например, плазменная технология изготовления сверхбольших интегральных схем предусматривает получение на одной полупроводниковой пластине диаметром 200 мм сразу 50 – 60 кристаллов (микросхем), размером 20×20, каждый из которых содержит несколько миллионов конструктивных элементов, с шириной проводящих дорожек (межсоединений) до 0,2 мкм и такой же шириной изолирующих промежутков. Поочередная обработка каждого из элементов любыми инструментами означает едва ли не бесконечное время обработки пластины в целом.

Именно в целях обеспечения высокой производительности процессов микрообработки наука и техника пошли по другому пути – защиты, «маскирования» общей поверхности обрабатываемых изделий, с оставлением «окон» только в тех местах, которые должны подвергаться заданному технологическому воздействию: удалению или выращиванию материалов, модификации их свойств.

Процесс формирования маскирующего, защитного слоя с «окнами»

для технологического воздействия получил наименование «микролитография». Именно качество микролитографии – точность размеров и взаимного расположения «окон», их минимально возможная величина определяют точность микротехнологии и достижимые границы микроминиатюризации изделий.

Технологический процесс микрообработки по двум координатам с использованием микролитографии схематически представлен на рис.2. Подготовительная фаза процесса – формирование по всей поверхности защитного слоя с системой «окон», соответствующих необходимой топологической структуре. Для этого всю поверхность подложки покрывают слоем фоторезиста (толщиной, в зависимости от последующей микрообработки, от 0,2 до 50 мкм). Затем сверху накладывается фотошаблон со светлыми и темными участками и производится засветка резиста сквозь фотошаблон ультрафиолетовым излучением (рис. 2, а). Далее засвеченные участки резиста вытравливаются, на плоскости появляется система «окон», сквозь которые можно проводить воздействие на материал, в то время, как незасвеченные участки резиста являются «маскирующими».

Локальное микроудаление материала сквозь «окна» (рис. 2, б) возможно различными методами, в том числе:

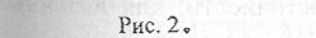


Рис. 2.

Воздействие происходит по всей поверхности, т.е. на полупроводниковой пластине диаметром до 200 мм обрабатывают сразу миллионы конструктивных элементов. На завершающей фазе процесса происходит удаление остатков резиста (вместе с нанесенным на него материалом). В итоге на поверхности остается топологический рисунок, соответствующий рисунку фотошаблона (рис. 2, г).

Наиболее перспективными для микрообработки являются технологии обработки материалов потоками материальных частиц в вакууме. Их достоинства:

- химическим травлением активными веществами;

- лазерным воздействием, при котором происходит термическое испарение;

- бомбардировкой высокоэнергетическими потоками материальных частиц, например, «тяжелыми» ионами, с механическим выбиванием молекул основного материала.

Локальное нанесение материала в «окнах» (рис. 2, в) может выполняться:

- химическим осаждением, например гальванически;

- вакуумным осаждением потоком атомов или молекул соответствующего материала и другими способами

• Универсальность с позиций микрообработки: варьируя энергией потока и составом частиц (электронов, ионов, молекул) возможно производить осаждение тонких пленок, удаление молекулярных слоев с поверхности, имплантацию частиц в приповерхностные слои, т.е. все виды микро-воздействий (см.рис.1);

- Экологичность, отсутствие токсичных выбросов и сбросов;
- Управляемость и контролируемость процессов, например через анализ отраженных и вторичных потоков частиц;
- Совместимость с другими процессами микрообработки, например нанесением и удалением резиста, очисткой поверхности.

Оптимальной представляется следующая организация технологического процесса микрообработки:

- 1) технологический инструмент — направленные потоки материальных частиц или плазмы с различным уровнем энергии;
- 2) технологическое оснащение — маскирующее покрытие с «окнами», полученными микролитографией;
- 3) технологическая среда — вакуумно-температурная, т.к. микровоздействия требуют зачастую и нагрева материала.

Технологии, реализующие данное сочетание процессов, получили наименование «электронных технологий». Более полным и правильным был бы термин «электронно-ионно-плазменно-вакуумные технологии». Однако наименование «электронные» утвердилось как краткое (по аналогии с «электронной техникой» и «электронной промышленностью»).

Электронные технологии, порожденные в конце XX века требованиями производства изделий микроэлектроники, существенно отличны от традиционных технологий размерной обработки конструкционных материалов. Они не предназначены для макропереносов и удаления больших объемов материалов, их глубокого деформирования, что роднит их с лазерными технологиями и в какой-то степени — электрофизическими и электрохимическими процессами.

Традиционные технологии имеют, как правило, единые фундаментально-теоретические основы. Для обработки давлением, прокатки и волочения — это физика твердого тела, теория пластичности, для литейных процессов — теория кристаллизации отливков.

Фундаментальные основы электронных технологий — триедины и разнородны одновременно. Это:

1. Теория формирования направленных потоков материальных частиц, их модификации, взаимодействия с твердым веществом («мишенью») или газовыми средами;
2. Молекулярно-кинетическая теория газов, вакуумирования замкнутых объемов; теория сорбционных процессов газов и паров на поверхностях твердых тел при различных температурах и давлениях;
3. Теория формирования микрорельефов в маскирующем слое («резисте»)

на обрабатываемой поверхности, теория размерной точности микролитографии.

Быстрое развитие и совершенствование электронных технологий привело к расширенному их применению и выходу далеко за рамки задач микрообработки, к раздельному использованию физических эффектов и технологических приемов.

В качестве примера можно привести технологию формирования топологического рисунка на поверхности печатных плат, где используется микролитография, но без потоков частиц и без вакуума. Предварительно поверхность диэлектрика ламинируется тонким слоем медной фольги. Далее из слоя фольги должно быть удалено все лишнее, а топологию составляют оставшиеся участки.

Для этого на фольгу наносится слой фоторезиста, после чего накладывается шаблон, в котором топологию обозначают светлые участки. Далее фоторезист засвечивается и незасвеченные участки удаляются. Сквозь «окна» производится травление фольги. После удаления оставшихся участков резиста под ними остаются невытравленные участки фольги, составляющие топологию печатной платы. Процесс позволяет получить токопроводящие полосы шириной до 100 мкм и изолирующие промежутки того же порядка.

Другими примерами расширения области применения электронных технологий могут служить осаждение тонкопленочных покрытий на широкогабаритные изделия из стекла (до нескольких м²), полимерные материалы, ткани и бумагу, где используются потоки частиц и вакуум, но без микролитографии.

Часто вакуумные процессы используются при плавке, сварке, сушке, при хранении продуктов, так как в вакууме нет ни окислителей, ни микроорганизмов.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

СТРУКТУРА И СВОЙСТВА НОВЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ПОРОШКОВ-ОТХОДОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Гавриш А.П., Роик Т.А. (НТУУ «КПИ», КП НТЦ АСВ, г. Киев, Украина)

In the present paper the research results of new powder materials' structure and properties for operation in friction units have been presented. The possibility of using the "P6M5K5" steel wastes has been shown.

Обеспечение работоспособности новых машин, повышение надежности и долговечности ранее созданного оборудования в большой степени зависит от стабильности работы имеющихся в них подвижных сочленений,

что в свою очередь во многом определяется применяемыми в таких узлах трения антифрикционными материалами.

В числе большого количества антифрикционных материалов особое место занимают материалы, способные работать при повышенных температурах (до 600 °С) и нагрузках (до 7 МПа) на воздухе. Такие условия работы имеют место в узлах трения машин и механизмов кузнечного и металлургического оборудования, где в настоящее время используются подшипники из серых чугунов, литых бронз Бр.ОФ10-1, Бр.АМн9-2, а также из спеченных медно-графитовых и железобитумных (ЖГр.1,5М15 и др.) материалов [1]. В силу высокой интенсивности изнашивания таких материалов при рабочих температурах 500-600 °С (250-450 мкм/км) ресурс работы таких подвижных сочленений весьма ограничен.

Кроме того, многие материалы, изготовленные методами порошковой металлургии, хотя и обладают рядом неоспоримых преимуществ по сравнению с литыми, имеют и определенные недостатки, связанные с трудоемкостью, высокой стоимостью, отсутствием достаточного количества сырья и необходимого оборудования для изготовления исходных порошков. Необходим поиск более доступных и дешевых видов сырья для получения из них металлических порошков.

Одним из таких видов сырья являются порошковые отходы инструментальных теплостойких сталей Р18, Р6М5, Р6М5Ф3, Р6М5К5 и др., образующиеся на операциях обработки режущего инструмента абразивными кругами. После очистки порошков-отходов от абразивной крошки методом магнитной сепарации получают практически готовые сырьевые материалы для использования их в качестве исходных компонентов при создании новых антифрикционных материалов высокотемпературного назначения.

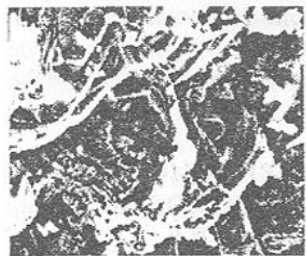


Рис. 1. Частицы порошков-отходов стали Р6М5К5, $\times 200$.

В настоящем сообщении представлены данные по широкой гамме свойств технологии получения и возможностям применения новых антифрикционных материалов, предназначенных для работы при температурах до 600 °С на воздухе, на основе порошков-отходов стали Р6М5К5 с добавками в качестве высокотемпературной твердой смазки фторида кальция в количестве 5-7% мас. [2].

Порошки-отходы стали Р6М5К5 имеют вид микростружек (рис. 1) с размерами частиц от 0,05 до 0,15 мм.

Содержащиеся в порошках-отходах стали Р6М5К5 ценные легирующие элементы — вольфрам, молибден, ванадий, хром, кобальт определяют сообщаемым новым материалам свойства жаропрочности в сочетании с высокой антифрикционностью. Химический состав исследуемых

материалов представлен в таблице 1.

Таблица 1 — Химический состав исследуемых материалов, % мас.

C	Si	Mn	Cr	W	V	Co	Mo	CaF ₂	Fe
0,84-0,92	0,5	0,5	3,8-4,3	5,7-6,2	1,7-2,1	4,7-5,2	4,8-5,3	5,0-7,0	Ост.

Имеющиеся в порошках-отходах легирующие элементы (табл. 1) способствуют образованию в исследуемых материалах тех или иных фаз, ответственных за формирование эксплуатационных свойств сплавов. Присутствие в материалах добавок твердой смазки фторида кальция связано со свойствами его высокой химической и термической стабильности при температурах до 1200 °С как в окислительных, так и в восстановительных средах [3], когда никакая жидкая смазка уже неработоспособна.

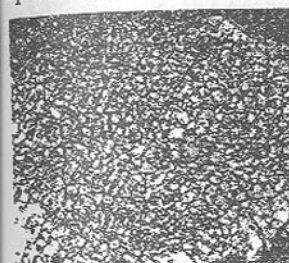


Рис. 2. Структура материала Р6М5К5 + 5% CaF₂, $\times 500$.

Таким образом, порошки исходных компонентов — очищенные порошки-отходы стали Р6М5К5 и порошки твердой смазки CaF₂ смешивались, прессовались и спекались при 1100-1150 °С. После спекания металлографическая структура исследуемых материалов представляет собой металлическую матрицу с включениями равномерно распределенной твердой смазки CaF₂ (рис. 2).

В свою очередь металлическая матрица материалов на основе порошков-отходов быстрорежущей стали Р6М5К5 имеет структуру перлита (α -твердый раствор и карбиды легирующих элементов), свойства которого определяются содержанием в нем углерода. Оно зависит от присутствия в стали легирующих элементов, поскольку последние уменьшают концентрацию углерода в перлите. В перлите стали Р6М5К5 содержится 0,2-0,3% мас. углерода [4]. Быстрорежущая сталь Р6М5К5 относится к классу эвтектоидных ледобуритных сталей, поскольку первичную эвтектику в структуре стали образует аустенит, а вместо цементита она содержит карбиды легирующих элементов, многие из которых не растворимы до температур начала плавления.

Таким образом, структура матрицы материалов из порошков-отходов стали Р6М5К5 после спекания при температурах 1100-1150 °С соответствующих температурам гомогенизирующего отжига, сложная и состоит из α -твердого раствора и карбидов легирующих элементов трех типов:

- первичные (эвтектоидные) карбиды, присутствующие в перлите и выделившиеся в результате эвтектоидного превращения ледобурита ($L \rightarrow A + K_1$);
- вторичные карбиды, выделившиеся при кристаллизации (охлаждении с высоких температур) из аустенита и присутствующие вне перлита, т.е. в виде самостоятельной составляющей;

- третичные карбиды, самые мелкодисперсные, выделившиеся при замедленном охлаждении ниже температур перлитного превращения. Они составляют основной сорбитный фон структуры. Эвтектоид здесь представляет собой смесь феррита и карбидов легирующих элементов ($A + K_{III}$) $\rightarrow \Phi + K_{III}$).

α -фаза содержит до 50-70% количества хрома, имеющегося в стали, небольшое количество W, Mo и V, а также Co [4].

Форма перлита стали Р6М5К5 с большим количеством карбидов легирующих элементов – зернистая. Известно [4], что в таких сталях карбиды, не растворяющиеся при нагреве, служат центрами кристаллизации карбидных частиц, выделяющихся при охлаждении и выдержке в температурном интервале перлитного превращения. Это способствует получению зернистого перлита. Следовательно, в заэвтектоидной стали Р6М5К5, нагреваемой выше t_{A1} , аустенит при охлаждении распадается с образованием зернистой структуры.

Легирующие элементы образуют ряд сложных по составу карбидов, описываемых формулами $Me_{23}C_6$, Me_7C_3 , Me_6C и MeC (фазы внедрения).

Сложный карбид хрома (Cr, Fe, Mo, W, V) $_{23}C_6$, обозначаемый $Me_{23}C_6$, образуется в сталях, содержащих 3-4% Cr и 0,8-1,0% C, что соответствует нашему случаю (см. табл. 1). Карбид $Me_{23}C_6$ чаще – вторичного происхождения: выделяется из аустенита. Его размеры небольшие и составляют 3-5 мкм, твердость карбида – 1000-1100 HV. Железо замещает в карбиде до 35-40% Cr, что облегчает растворимость карбида в аустените. В карбиде могут присутствовать, но в меньших количествах, Mo, W, V, замещающие в нем часть атомов хрома.

Карбид $Me_{23}C_6$, содержащий ванадий, начинает растворяться при достаточно высоких температурах – 1050-1100 °C. При этом растворение карбидов сопровождается переводом в аустенит содержащихся в нем V, Mo и W. В стали Р6М5К5 при нагреве до 1100 °C часть карбида $Me_{23}C_6$ растворяется полностью, а другая часть при сохранении мелкого зерна остается нерастворенной.

Карбид $Me_{23}C_6$ образуется при температурах отпуска 400-500 °C, как правило, путем насыщения хромом выделившегося цементита и его превращения в карбид $Me_{23}C_6$. В стали Р6М5К5, содержащей Mo, W и V, сложный карбид $Me_{23}C_6$ сохраняет высокую дисперсность, вследствие его малой склонности к коагуляции (в отличие от цементита) [4].

Сложный карбид хрома (Cr, Fe, Mo, W, V) $_7C_3$, обозначаемый Me_7C_3 , может быть как вторичного происхождения, выделившийся из аустенита, так и эвтектического, образующийся при затвердевании. В карбиде Me_7C_3 растворяются V, W и Mo, что повышает его устойчивость против растворения в аустените. При повышенных температурах аустенит за счет растворения такого карбида насыщается не только хромом, но и ванадием, а растворимость Mo и W в карбиде Me_7C_3 меньше.

Образование карбида Me_7C_3 (вторичного), растворяющегося при 1000-1200 °C, повышает устойчивость стали Р6М5К5 против нагрева ввиду комплексного легирования ванадием, молибденом и вольфрамом.

Это обстоятельство, а также тот факт, что в присутствии карбида Me_7C_3 значительно возрастает износостойкость и снижается коэффициент трения [4], являются благоприятными предпосылками при создании антифрикционных материалов, способных работать при повышенных температурах (до 600 °C).

Сложный карбид вольфрама и молибдена (W, Mo, Fe, Cr, V) $_6C$, обозначаемый Me_6C – основной карбид стали Р6М5К5. Он может быть как вторичным, выделившимся из аустенита после окончания кристаллизации, так и эвтектического происхождения, образующийся при затвердевании. Средний состав карбида Me_6C отвечает формуле $Fe_3(W, Mo)_3C$. Хром, ванадий и железо замещают в нем часть атомов вольфрама. Твердость карбида 1200-1300 HV (72-73 HRC) и в его присутствии также возрастает износостойкость. Карбид Me_6C растворяется в аустените при более высоких температурах (1200-1300 °C), чем карбиды Me_7C_3 и $Me_{23}C_6$. Хром, ванадий и молибден облегчают его растворение в аустените, однако часть карбидов Me_6C эвтектического происхождения не растворяется до температур начала расплавления стали [4]. По этой причине, а также из-за малой склонности к коагуляции карбид Me_6C эффективно задерживает рост зерна. Часть карбидов Me_6C , в решетке которых некоторые положения, отведенные вольфраму, замещены молибденом при 6-7% W и 4-5% Mo (как в нашем случае), также сохраняется при нагреве до температур плавления.

Карбиды типа Me_3C могут образовываться в стали Р6М5К5 в качестве сопутствующей фазы в небольших количествах лишь на отдельных участках вследствие ликвации.

Карбиды типа MeC (фазы внедрения) – это карбиды ванадия, обычно образующиеся при его содержании более 1-1,5%, что соответствует нашему случаю (в стали Р6М5К5 $V = 1,7-2,1\%$). Карбиды MeC могут быть вторичными (выделившимися из аустенита), эвтектическими или даже первичными. Они имеют высокую твердость (~2000 HV) и поэтому могут существенно повысить износостойкость материалов. Растворимость карбидов MeC в аустените зависит от присутствия других карбидов: в присутствии сложных карбидов Me_7C_3 и $Me_{23}C_6$ карбиды MeC практически не растворяются в аустените.

Кроме карбидных составляющих имеются фазы, выделяющиеся дополнительно вследствие влияния кобальта: интерметаллиды типа $(Co, Fe)_7(W, Mo)_6$, т.е. θ -фаза, располагающаяся в сердцевине зерна и имеющая твердость до 1050 HV. Выделение упрочняющей θ -фазы происходит при наличии в стали почти одинаковой концентрации вольфрама и молибдена (см. табл. 1). В этом отношении молибден может замещать вольфрам в равном соотношении (1:1). В микроструктуре отожженной

стали имеются светлые, плохо травящиеся, подобно карбидам, участки повышенной твердости, а на рентгенограмме обнаруживаются линии фазы с ромбоэдрической решеткой, совпадающие с наиболее сильными линиями Co_7W_6 .

Таким образом, в процессе спекания материалов с использованием порошков-отходов стали Р6М5К5 + CaF_2 формируется неравновесная макроготерогенная мелкозернистая структура, представляющая собой прочную, достаточно пластичную металлическую матрицу, состоящую из α -твердого раствора с залегающей в ней θ -фазой и твердых зерен карбидов легирующих элементов (сорбитообразный перлит), а также равномерно распределенные в ней включения противозадирной добавки CaF_2 .

Указанная структура с точки зрения общей закономерности для антифрикционных материалов является наиболее благоприятной для оптимального сочетания физико-механических и триботехнических свойств [1], значения которых представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Физико-механические и триботехнические свойства материалов

№ п/п	Состав, % мас.	$\sigma_{\text{н}}$, МПа	a_k , Дж/м ²	НВ, МПа	Коэф. трения при 5 МПа	Износ при 5 МПа, мкм/км	Пред. допуст. нагрузка, МПа	Пред. допуст. температура, °С
1.	Р6М5К5 + 5 CaF_2	510-520	660-720	750-850	0,12	25	8,5	600
2.	Р6М5К5 + 6 CaF_2	480-510	650-710	760-860	0,13	26	8,5	600
3.	Р6М5К5 + 7 CaF_2	470-490	640-700	770-870	0,14	27	8,5	600
4.	ЖГр.3М15 [1]	290-410	80-94	700-800	0,29	470	3,0	400

Анализируя данные, представленные в табл. 2, видно, что новые материалы по сравнению с применяемым [1] в настоящее время в аналогичных условиях материалом имеют более высокие как прочностные так и антифрикционные свойства, а также способны работать при более высоких температурах и выдерживать гораздо большие предельно-допустимые нагрузки.

Испытания на трение и износ проводились в паре с контртелом из стали Р18 (HRC = 50-52) при нагрузках 3-8,5 МПа, скорости скольжения 1 м/с и температуре внешнего нагрева 600 °С.

Наличие в структуре новых материалов значительного количества упрочняющих фаз обеспечивает высокую износостойкость и длительный срок службы. Это объясняется тем, что фазы перлитного типа и мелкодисперсные выделения карбидов легирующих элементов образуют на поверхности трения зубчатый микрорельеф, сглаженный микрочастицами твердой смазки CaF_2 , в котором упрочняющие фазы (перлит и карбиды) выступают над более мягкими и менее износостойкими участками феррита.

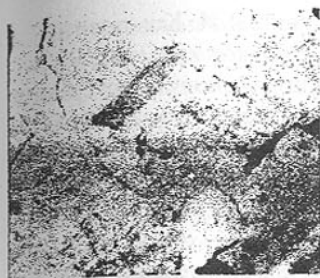
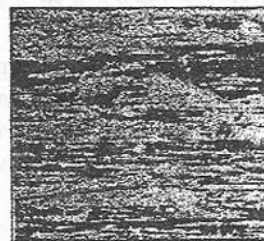
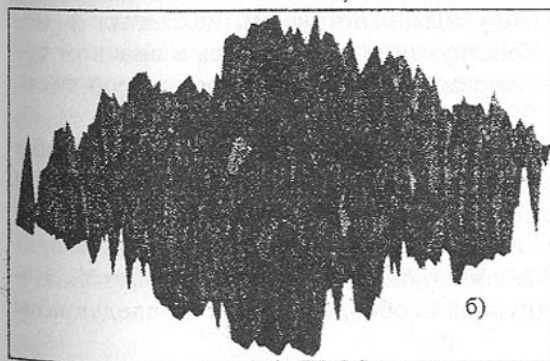


Рис. 3. Поверхность трения материал Р6М5К5 + 5% CaF_2 $\times 300$.

плотные разделительные пленки, предотвращающие трущиеся поверхности от схватывания и обеспечивающие стабильное функционирование пары трения. Формирующиеся пленки трения на рабочих поверхностях имеют сглаженную микротопологию без участков скалываний, глубинных вырывов и усталостных разрушений. Образование сглаженной микрогеометрии рельефа поверхности трения минимизирует коэффициент трения и износ.



а)



б)

Рис. 4. Поверхность трения контртела из стали Р18 (а) и ее пространственное изображение (б).

Такая хорошо выраженная грубогетерогенная структура позволяет исключить макросхватывание и повысить износостойкость материалов. В этом случае приложенная нагрузка действует в основном на включения твердой фазы, а в матрице происходит релаксация напряжений.

На рис. 3 представлен фрагмент поверхности трения материала Р6М5К5 + 5% CaF_2 .

На рабочей поверхности образуются плотные разделительные пленки, предотвращающие трущиеся поверхности от схватывания и обеспечивающие стабильное функционирование пары трения. Формирующиеся

поверхность трения контртела (а), трущегося в паре с материалом Р6М5К5 + 5% CaF_2 , и ее пространственное изображение (б) приведены на рис. 4.

Приведенные данные позволяют рекомендовать новые антифрикционные материалы для узлов трения, работающих при температурах до 600 °С на воздухе при повышенных нагрузках. Кроме того, использование дешевых отходов, безвозвратно идущих в отвалы, закладывает основы для разработки новых ресурсосберегающих технологий и позволяет решать задачи поиска дешевых, доступных видов сырья и проблему экологии.

Список литературы: 1. Федорченко И.М., Пугина Л.И. Композиционные спеченные антифрикционные материалы. – К.: Наукова думка, 1980. – 403 с. 2. Роїк Т.А., Шевчук Ю.Ф. Порошковий підшипниковий матеріал на основі заліза для підвищених температур. – Патент України №32854, Бюл. №1. – 2001. 3. Роїк Т.А. Материалы для высокотемпературных узлов трения. //Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – Вып. 33, Киев, 1998. – С. 200-208. 4. Геллер Ю.А. Инструментальные стали. – М.: Металлургия, 1983. – 527 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

К ВЫБОРУ СТРАТЕГИИ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Гайдаенко А.С., Власов Г.А. (ОАО «Авдеевский КХЗ», г. Авдеевка, Украина) Парфенюк А.С., Топоров А.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) Карпов В.С. (МГУИЭ, г. Москва, Россия)

The approach to a choice of strategy of increase of a resource metalconstruction at the coke-chemical plant is considered.

Продление ресурса основных металлоконструкций напрямую связано с повышением техногенной безопасности предприятия. Коксохимическое производство отличается высокой агрессивностью рабочих сред и атмосферы предприятия, термическими воздействиями на рабочие органы машин и конструкций.

Анализ материалов обследования технического состояния основных конструкций на ОАО «Авдеевский коксохимический завод» показал, что большая часть всех эксплуатируемых конструкций находится в неудовлетворительном состоянии. Конструкции, находящиеся в опасном состоянии по причине коррозионного разрушения, составляют пятую часть [1] и их доля постоянно растет.

В работе [2] проанализированы модели определения срока службы конструкций. В результате возникла необходимость выбора стратегии продления ресурса основных металлоконструкций на основе определения остаточной несущей способности и срока службы.

Определение срока службы конструкции связано с её работой. Исследование работы металлоконструкций необходимо вести по следующим направлениям:

1. Оценка фактического состояния металлических конструкций в условиях эксплуатации и выявление основных факторов, определяющих их износ.
2. Определение техногенной опасности конструкции и влияние на работу предприятия.

3. Изучение интенсивности эксплуатационных воздействий и их влияние на работу конструкции.
4. Исследование действительного напряженного состояния элементов и узлов конструкции.
5. Изыскание резервов несущей способности металлических конструкций при реконструкции.

Для анализа состояния конструкции важную роль играет техническая документация, в первую очередь чертежи, сроки ввода в эксплуатацию, материал, скорость коррозии, характерная для заданных условий работы, масса, воздействие агрессивных веществ и др. На основании этих данных возможна расчетная оценка предполагаемого срока службы конструкции.

Основная расчетная зависимость определения срока службы с учетом коррозионного износа [3] имеет вид:

$$T = e^{(\ln \Pi - \ln A)/C},$$

где Π – предельный допустимый коррозионный износ конструктивного элемента, г/м²; A – характеристика степени агрессивности режима эксплуатации, г/м²год; C – коэффициент кинетики коррозионного износа.

Предельно допустимый коррозионный износ, определяется из соотношения в зависимости от состава исходных данных

при проектировании:

$$\Pi = \frac{m \delta}{\alpha_f \gamma_{mk}} (1 - \gamma_{zn});$$

при эксплуатации:

$$\Pi = \frac{m \delta}{\alpha_f \gamma_{mk}} (\gamma_{zf} - \gamma_{zn}),$$

где δ – приведенная толщина сечения элемента, см; α_f – конструктивный коэффициент, учитывающий неравномерность коррозионного разрушения; γ_{mk} – коэффициент надежности по материалу в агрессивных средах; $m=78500$ – переводной коэффициент коррозионных потерь; γ_{zf} – коэффициент надежности противокоррозионной защиты для рассматриваемого конструктивного элемента; γ_{zn} – нормативное значение коэффициента надежности противокоррозионной защиты.

Формализация коррозионного поведения стальных конструкций на основе зависимости входных воздействий (X) и выходных параметров (Y) в виде дифференциального уравнения первого порядка:

$$T \frac{dy}{dt} + Y = X$$

Для общей линейной системы с входными воздействиями $X=(X_1, X_2, \dots, X_3)$ и выходными функциями $Y(t)$ окончательное решение записывается в виде:

$$Y_i = a_k (1 - e^{-\frac{b_i}{k} t}), \quad (1)$$

где $a_k = X$, показатель коррозионного износа конструктивной формы; b_k – коэффициент, учитывающий защитные свойства продуктов коррозии.

Полученное выражение коррозионного износа стальных конструкций характеризует промежуток времени T_k , в течение которого сохраняется равновесное состояние между степенью агрессивности эксплуатационной среды и защитными свойствами продуктов коррозии, проявляющееся в экспоненциальном торможении коррозионного процесса. На этапе прогнозного диагностирования выражение (1) представляется зависимостью:

$$Y_i = a_k [n + 1 - e^{-b_k (t - nT)_k}]$$

где $n = t / T$ – целая часть частного от деления общего срока эксплуатации конструкций t на промежуток времени T_k , соответствующий установившемуся значению коррозионных потерь.

Для принятия решения о состоянии материала конструкции необходимо знать не только величину напряжений в определенных локальных местах конструкции, но и иметь сведения о наличии и размерах дефектов в этих местах, а также механических свойствах материала в момент проведения анализа и измерений [4].

Коррозионный износ конструкции при эксплуатации определяется с помощью уточняющей диагностики слабых мест. Применение уточняющей диагностики позволит проследить изменение состояния конструкции и, не проводя полного обследования, определить степень износа и оценить остаточную несущую способность.

Существенными эксплуатационными расходами являются затраты на ремонтные работы, особенно в производствах металлургической и химической промышленности, где вследствие агрессивности среды скорость коррозии незащищенных стальных конструкций достигает 1 – 1,5 мм/год, что уменьшает несущую способность конструкций, снижает их надежность.

Эффективность применения средств и методов продления ресурса конструкций в значительной степени определяется возможностями сопоставления различных вариантов технико-экономических показателей конструктивных решений как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации [5].

Экономическая эффективность эксплуатации объектов в коррозионных средах $Q(t)$ имеет вид:

$$Q(t) = \Pi(t) - [Z_u + (\delta Z_u / \delta t) * \Delta t], \quad (2)$$

где $\Pi(t)$ – суммы амортизационных отчислений в соответствии с нормами по основным фондам промышленности, грн; Z_u – затраты на изготовление конструкции или объекта; $\delta Z_u / \delta t$ – изменение затрат на эксплуатацию за промежуток времени Δt , грн/год.

Увеличение затрат на изготовление при использовании более эффективных материалов приводит, с одной стороны, к уменьшению эконо-

мического эффекта (2), а с другой – к его увеличению за счет повышения надежности и долговечности и соответствующего снижения эксплуатационных затрат. Математически это выражается зависимостями

$$\gamma_z(Z_u) = \gamma_{zo} + \sum_{i=1}^n [(\delta \gamma_z / \delta Z_{ui}) \Delta Z_{ui}], \quad (3)$$

где γ_{zo} – коэффициент противокоррозионной защиты при первоначальных затратах на создание конструкции или объекта; $\delta \gamma_z / \delta Z_{ui}$ – коэффициент влияния стоимости i -того элемента на его надежность; ΔZ_{ui} – затраты на увеличение надежности за счет повышения качества и долговечности i -того элемента;

$$\delta Z_u / \delta t = \varphi[Z_u, \gamma_z(Z_u)t],$$

где $\delta Z_u / \delta t$ – скорость изменения эксплуатационных затрат; $\gamma_z(Z_u)$ – коэффициент надежности противокоррозионной защиты с учетом затрат на изготовление (Z_u)

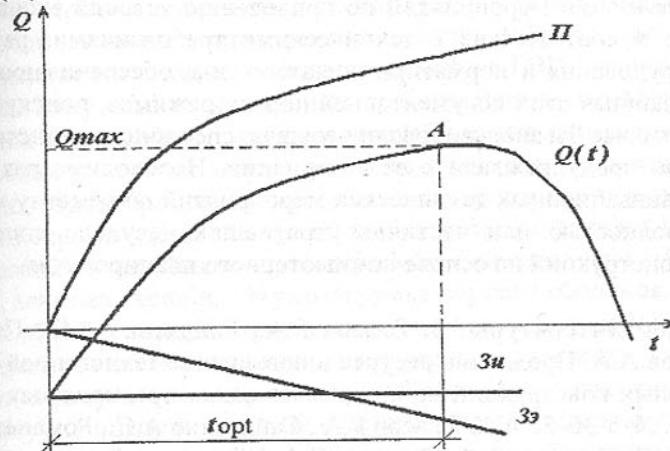


Рис. 1. Изменение экономической эффективности мероприятий

Уравнение (3) представляет графическое суммирование функций $\Pi(t)$, $Z_u(t)$ и Z_u , в результате которого получается зависимость экономического эффекта от накопленной суммы амортизационных отчислений $Q(t)$. Первое пересечение функций $Q(t)$ оси абсцисс определяет срок окупаемости затрат на противокоррозионные мероприятия. В момент второго пересечения, полученные за время эксплуатации амортизационные отчисления полностью поглощаются затратами на мероприятия по поддержанию показателей качества и долговечности конструкции. Таким образом, при создании конструкции срок службы T_u должен назначаться с учетом технологически целесообразного срока эксплуатации t_{opt} .

Задача стратегии сводится к определению основных принципов продления ресурса основных металлических конструкций на длительный промежуток времени, в условиях агрессивной среды коксохимического

Предлагаемая стратегия включает в следующем:

1. Использовать максимум информации об объектах наблюдения статистическую, техническую и экспериментальную.
2. Давать оценку состояния конструкции на основе расчетной модели.
3. Компьютерная обработка статистической информации и математических моделей, определения слабых мест уточняющей диагностики.
4. Не дожидаться аварий и разрушений металлоконструкций, а предупреждать их возникновение и развитие экономически оправданными методами.

Стратегия рассчитана на весь жизненный цикл конструкции и продлевает его в зависимости от условий работы рассматриваемой конструкции.

Основное внимание при разработке мер безопасности необходимо уделить организации мероприятий по приведению условий эксплуатации конструкций в соответствие с техническими требованиями, разработке систем, оборудования и нормативных материалов, обеспечивающих поддержание заданных этой документацией норм и режимов, поиска методов и средств, которые бы анализировали несущую способность конструкции и своевременно предупреждали о её исчерпании. Необходимо разработать систему организационных технических мероприятий по ремонту и восстановлению полностью или частично утративших несущую способность элементов конструкций на основе компьютерного планирования.

Список литературы: 1. Власов Г.А., Гайдаенко А.С., Парфенюк А.С., Топоров А.А. Продление ресурса и повышение техногенной безопасности основных конструкций на коксохимических предприятиях / Кокс и Химия 2001. № 5 36–38 с. 2. Власов Г.А., Гайдаенко А.С., Романенко Е.П., Парфенюк А.С., Топоров А.А., Захаров П.А. К вопросу повышения ресурса металлоконструкций коксохимического предприятия / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001 Вып.16, 71–75 с. 3. Королев В.П. Теоретические основы инженерных расчетов стальных конструкций на коррозионную стойкость и долговечность: Научные труды ДГАСА. Вып.1-95. Макеевка: 1995 – 110 с. 4. Недосека А.Я. Основы расчета и диагностики сварных конструкций. – К. Издательство "ИНДПРОМ", 1998. –640 с. 5. Агаджанов В.И. Экономика повышения долговечности и коррозионной стойкости строительных конструкций. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988, – 144 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРМООБРОБКИ ЕЛЕКТРОВАКУУМНИХ ПРИБЛАДІВ

Гачкевич О.Р., Будз С.Ф., Тараненко В.А., Чупик І.І.

(ІПММ НАН України, м. Львів, Україна; СевНТУ, м. Севастополь, Україна; Політехніка Опольська, м. Ополь, Польща)

Stress optimization procedure for thermal treatment in electrovacuum devices production is proposed on the base of mathematical modeling of defining physical and mechanical processes. Optimization criteria as well as solving corresponding non-classic problems of mathematical physics are presented.

В технології виробництва електровакуумних приладів (ЕВП) широко використовуються цільові термообробки. При термообробці базових деталей і вузлів в цих приладах, які в основному виготовляються із скла, виникають значні термічні напруження. Ці напруження разом з напруженнями іншої природи (силовими, структурними, конструкційними, залишковими) можуть перевищувати міцність скляних елементів ЕВП і приводити до їх руйнування. Тому однією із важливих проблем (при виготовленні ЕВП) є забезпечення термоміцності скляних деталей і вузлів при різних цільових термообробках на основі моделювання та оптимізації за напруженнями режимів цих термообробок. Ця проблема має вирішальне значення, як при виготовленні окремих деталей і вузлів, так і в процесі складання приладу.

Розглядаємо два базові типи термообробки елементів ЕВП: відпал елементів, зокрема екранів, і термовакуумна обробка оболонок. Обидва ці типи термообробки використовуються на етапі складання ЕВП. Завданням відпалу екрану є зняття залишкових напружень, що виникли в процесі виготовлення екрану. Метою термовакуумної обробки є досягнення заданого ступеня вакууму шляхом дегазації скла при нагріві і відкачці газів з внутрішнього об'єму оболонки. Спільними при оптимізації теплових режимів в обох згаданих типах термообробки є критерій оптимізації (мінімум функціоналу енергії пружної деформації елементів ЕВП, які піддаються термообробці [1]), оптимізація за рівнем максимальних напружень, а також обмеження на допустиму температуру елемента ЕВП.

Процес відпалу можна умовно описати за два етапи. На першому етапі екран ЕВП нагрівається по всьому об'єму, в'язкість скла понижується і відбувається релаксація напружень, які утворились при виготовленні деталі. Відзначимо, що при цьому максимальна температура відпалу повинна бути нижча від температури розм'якшення скла, оскільки в протилежному випадку можуть утворитися великі деформації екрану. На другому етапі відбувається охолодження екрану до температури навколишнього середовища. На цьому етапі в залежності від режиму охолодження в скляному екрані можуть виникнути температурні і структурні напруження, які частково релаксують і залишаються на певному рівні. При аналізі теплово-

го режиму в агрегаті відпалу екранів ЕВП встановлено, що максимальні напруження виникають в найбільш товстих місцях, а саме - борті екрана ЕВП [1], який при розрахунках моделюємо вільною від зовнішнього навантаження на краях пластиною сталої товщини $2h$. Після вибору моделі розрахункового елемента екрана ЕВП вихідна задача оптимізації за напруженнями режимів відпалу екрану полягає у наступному: знайти оптимальний за напруженнями режим відпалу вільної від зовнішнього навантаження на краях пластини сталої товщини $2h$, на поверхнях $\gamma = \pm h$ якої задана температура $t^+(\tau)$, при наступних, зумовлених технологічними факторами, обмеженнях на зміну температури $t^+(\tau)$ поверхні пластини і відповідні температурні напруження σ^+ на цій поверхні [1]:

1. Функція $t^+(\tau)$ при $0 < \tau < \tau_1$ є додатня і обмежена максимальним значенням t_0 ,

$$\begin{aligned} t^+(\tau) &= t_n \text{ при } \tau = 0, \\ t_n &< t^+(\tau) < t_0 \text{ при } 0 < \tau < \tau_0, \\ t^+(\tau) &= t_0 \text{ при } \tau_0 \leq \tau \leq \tau_{01}, \\ t_1 &\leq t^+(\tau) < t_0 \text{ при } \tau_{01} < \tau \leq \tau_1, \end{aligned} \quad (1)$$

де τ - біжучий час; τ_0 - час, при якому температура досягає свого максимального значення t_0 ; $(\tau_{01} - \tau_0)$ - час витримки постійної температури t_0 на поверхні $\gamma = +h$ оболонки; τ_1 - момент завершення процесу відпалу; t_n - початкова температура відпалу; t_0 - максимальна температура відпалу; t_1 - температура поверхні пластини при завершенні процесу відпалу.

2. Функція $t^+(\tau)$ підпорядкована системі функціональних умов виду:

$$\int_0^{\tau_1} \tau^i t^+(\tau) d\tau = A_i, (i = 0, n), \quad (2)$$

де A_i - деякі постійні, які дозволяють реалізувати вимоги до умови гладкості шуканих режимів і забезпечити виконання певних фізичних обмежень, зокрема енергетичних [1].

3. Сумарні температурні і структурні напруження σ^+ на поверхні $\gamma = +h$ змінюються в заданих межах, тобто:

$$\sigma_0^+ \leq \sigma^+ \leq \sigma_n^+, \sigma_n^+ \geq 0, \sigma_0^+ \leq 0, \quad (3)$$

де $\sigma_n^+ \geq 0$ допустима величина розтягуючих температурних напружень на поверхні $\gamma = +h$ пластини; $\sigma_0^+ \leq 0$ допустима величина стискуючих температурних напружень на поверхні $\gamma = +h$. Приймаємо, що процес нагріву

здійснюється однорідним зовнішнім температурним полем. Тоді температура на поверхнях $\gamma = \pm h$ пластини при її перебуванні в агрегаті відпалу змінюється тільки в часі. В цих умовах температурні напруження, що виникають в пластині, визначаються в основному градієнтністю температурного поля по товщині [1]. При знаходженні нестационарного температурного поля в пластині в довільний момент часу використовуємо кубічну апроксимацію розподілу температури по товщині [1]:

$$t(\gamma, \tau) = \frac{a^2 h^2}{2} \left(\frac{\gamma^2}{h^2} - \frac{1}{3} \right) \frac{dT_1}{d\tau} + T_1, \quad (4)$$

де усереднена по товщині пластини температура T_1 задовольняє граничній тепловій умові [1]:

$$a^2 h^2 \frac{dT_1}{d\tau} + 3T_1 = 3t^+(\tau). \quad (5)$$

Тут $T_1 = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h t d\gamma$; $a^2 = \frac{c\rho}{\lambda}$ коефіцієнт температуропровідності; λ - коефіцієнт теплопровідності; c - питома теплоємність; ρ - густина скла. Враховуючи початкову теплову умову: $t(\gamma, 0) = t_n$, із формули (4) одержимо:

$$T_1(0) = t_n. \quad (6)$$

Температурні напруження в пластині визначаємо за формулами, поданими в роботі [1], які в розглядуваному випадку приймають вигляд:

$$\sigma_1 = \sigma_2 \equiv \sigma = \frac{E\alpha_t}{1-\nu} (T_1 - t). \quad (7)$$

При цьому компоненти деформації серединної поверхні будуть такими:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \alpha_t T_1, \chi_1 = \chi_2 = 0, \quad (8)$$

де E - модуль пружності; α_t - коефіцієнт лінійного температурного розширення; ν - коефіцієнт Пуассона.

Функціонал енергії пружної деформації пластини запишемо як [1]:

$$M = \frac{2a^4 h^5 E \alpha_t^2}{45(1-\nu)} \int_0^{\tau_1} \left(\frac{dT_1}{d\tau} \right)^2 d\tau. \quad (9)$$

Сформульовану вище математичну задачу оптимізації розв'язуємо з використанням методів варіаційного числення на основі мінімізації функціоналу (9), заданого на множині функцій T_1 . При цьому обмеження (1)-(3) на температуру $t^+(\tau)$ і температурні напруження σ^+ подамо у вигляді [1]:

$$\frac{a^2 h^2}{3} \frac{dT_1}{d\tau} + T_1 - \frac{t_0}{2} (1 + \sin \varphi_1^+(\tau)) = 0,$$

$$\int_0^{\tau_1} \tau^i (1 + \sin \varphi_1^+(\tau)) d\tau = A_i \text{ при } i = \overline{0, n}, \quad (10)$$

$$\frac{a^2 h^2}{3} \frac{dT_1}{d\tau} + \frac{(1-\nu)(\sigma_*^+ - \sigma_0^+)}{2E\alpha_t} \left(\sin \varphi_{11}^+(\tau) + \frac{\sigma_*^+ + \sigma_0^+}{\sigma_*^+ - \sigma_0^+} \right) = 0,$$

де φ^+ і φ_{11}^+ - деякі функції, які довшизначаються з конкретних технологічних умов на температуру нагріву. Тоді вихідна задача оптимізації зводиться до задачі на умовний екстремум такого функціоналу:

$$M^* = \frac{2hE\alpha_t^2 \tau_1}{3(1-\nu)} \left\{ \frac{a^4 h^4}{15} \left(\frac{dT_1}{d\tau} \right)^2 + \right. \quad (11)$$

$$+ \lambda_1(\tau) \left[\frac{a^2 h^2}{3} \frac{dT_1}{d\tau} + \frac{(\sigma_*^+ - \sigma_0^+)(1-\nu)}{2E\alpha_t} \left(\sin \varphi_{11}^+(\tau) + \frac{\sigma_*^+ + \sigma_0^+}{\sigma_*^+ - \sigma_0^+} \right) \right] +$$

$$\left. + \lambda_2 \left[\frac{a^2 h^2}{3} \frac{dT_1}{d\tau} + T_1 - \frac{t_0}{2} (1 + \sin \varphi_1^+(\tau)) \right] + \frac{t_0}{2} \sum_{i=0}^n \lambda_{i0} \tau^i (1 + \sin \varphi_1^+(\tau)) \right\} d\tau.$$

Із необхідності умови екстремуму функціонала (11) одержимо відповідну систему рівнянь Ейлера для знаходження шуканих функцій T_1 , φ_1^+ , φ_{11}^+ і множників Лагранжа $\lambda_1(\tau)$, $\lambda_2(\tau)$ і λ_{i0} . Далі послідовно визначаємо розподіл температури $t(\gamma, \tau)$ по товщині пластини і температуру t^+ на її поверхні, а також за формулою (7) - напруження в пластині. Множники Лагранжа λ_{i0} використовуємо, зокрема, для забезпечення виконання заданих обмежень на рівні температури t^+ і напружень σ^+ в дискретні моменти часу. Якщо на довільному із етапів (нагрів, витримка, охолодження) температурний режим t^+ , одержаний на основі розв'язку екстремальної задачі, викликає в деякий момент часу в пластині температурні напруження σ^+ , які перевищують допустимі (наприклад σ_*), і температура в цей момент $t^+ < t_0$ (t_0 - максимальна задана), то починаючи з цього моменту здійснюємо перехід на режим при якому $\sigma^+ = \sigma_*$. При цьому, використовуючи вираз (7) і обмеження (10) для температурних напружень σ^+ , а також відповідну систему рівнянь Ейлера, будемо функцію управління на даному етапі нагріву. Визначивши за таким принципом на всіх етапах відпалу температуру t^+ і забезпечивши умову її неперервності, одержимо оптимальний за напруженнями режим відпалу екрану, який дозволяє скоротити тривалість технологічного процесу.

Викладена вище математична методика оптимізації режимів відпалу екранів є основою і при оптимізації нагріву в інших типових технологіч-

них процесах термообробки елементів, зокрема термовакuumної обробки оболонок ЕВП. При цьому особливості технологічного процесу враховуємо вибором відповідних математичної моделі елемента і теплових умов процесу. На основі запропонованої методики оптимізації розроблені раціональні режими термовакuumної обробки і відпалу конкретних елементів ЕВП, які пройшли дослідно-промислову перевірку і впроваджені у виробництво.

Список літератури: 1. Подстригач Я.С., Бурак Я.И., Шелепец В.И. и др. Оптимизация и управление в электровакуумном производстве. - Киев: Наук. думка, 1980. - 216 с. 2. Підстригач Я.С., Ярема С.Я. Температурні напруження в оболонках. К.: Вид-во АН УРСР, 1961. - 212 с.

Стаття поступила в редакцію 27.05.2002 г.

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАГРІВУ КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ПРИ НАЯВНОСТІ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Касперський З.І., Боженко Б.Л.
(ІППММ НАН України, м. Львів, Україна; Політехніка Опольська,
м. Ополь, Польща)

Model and numeric-analytical approach to determination of stress optimal regimes of heating of piece-wise homogeneous cylindrical shell by external medium is presented. Shell is subject to a time dependent axisymmetric normal force loading.

В багатьох технологічних процесах машинобудування широко використовується технологічний нагрів, зокрема, при виготовленні електровакуумних приладів (ЕВП). Основними елементами таких приладів є, як правило, елементи зі скла. Конструктивні і інші неоднорідності, особливо в умовах градієнтного розподілу температури, викликають значні рівні напружень, які можуть перевищувати допустимі, зокрема, в зв'язку з низькими міцністними характеристиками скла. Для пониження рівня наявних напружень може бути ефективно використане зовнішнє локальне силове навантаження в зонах максимальних напружень. Виникає необхідність оптимізації рівня цих напружень в процесі термообробки в залежності від параметрів силового навантаження з метою отримання раціональних режимів технологічного нагріву.

Розглянемо задачу про визначення оптимальних за напруженнями режимів осесиметричного нагріву кусково-однорідної скляної циліндричної оболонки радіуса R постійної товщини $2h$, що складається з двох різнорідних частин. Оболонка знаходиться під дією осесиметричного норма-

льного силового навантаження $q_n(z, t)$, що залежить від часу t і змінюється по лінійному закону вздовж осевої координати z (в області його дії).

Оболонка нагрівається конвективним способом зі сторони зовнішньої поверхні, а внутрішня поверхня $\gamma = -h$ теплоізолювана. Тут γ координата, що визначає положення точки вздовж нормалі до серединної поверхні ($-h \leq \gamma \leq h$).

Технологічною ціллю нагріву є: підвищити з використанням конвективного способу нагріву температуру зовнішньої поверхні $\gamma = h$ в вибраному перерізі z_0 від постійної початкової температури T_{in} (при $t = 0$) до заданої максимальної T_0 за час t_0 , а потім охолодити цю поверхню до кінцевої температури T_* ($T_* \approx T_0$) за час t_* при певних обмеженнях на параметри термонапруженого стану та швидкість нагріву. Такий режим нагріву широко використовується при різних видах термообробки ЕВП [1]. При цьому функцією керування є температура $T^+(z_0, t) = T(z_0, h, t)$ зовнішньої поверхні оболонки. Вона є шуканою функцією в математичній постановці задачі і задовільняє (у відповідності з окресленою метою нагріву) умовам, які відображають специфіку типової технології термообробки скляних виробів [1], а також задані в такій технології умови на функцію керування в певні моменти часу. Вони мають вигляд:

$$\begin{aligned} T^+(z_0, 0) &= T_{in}, T^+(z_0, t_0) = T_0, T^+(z_0, t_*) = T_*, \\ V_{T1} &\leq \frac{\partial T^+(z_0, t)}{\partial t} \leq V_{T2}, \left(\frac{\partial T^+(z_0, t)}{\partial t} \right)_{t=t_0} = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

В залежностях (1) V_{T1}, V_{T2} – задані допустимі швидкості нагріву.

Прийmemo, що для забезпечення міцності розглядуваної оболонки на всьому проміжку нагріву $[0, t_*]$ параметри напруженого стану (меридіональні $\sigma_{1,k}$ і кільцеві $\sigma_{2,k}$ напруження на зовнішній ($\sigma_{1,k}^+, \sigma_{2,k}^+$) і внутрішній ($\sigma_{1,k}^-, \sigma_{2,k}^-$) поверхнях) є меншими від допустимих, тобто виконуються обмеження

$$\begin{aligned} \sigma_{01,k}^+ \leq \sigma_{1,k}^+ \leq \sigma_{*1,k}^+, \quad \sigma_{02,k}^+ \leq \sigma_{2,k}^+ \leq \sigma_{*2,k}^+ \quad \text{при } T_{in} \leq T \leq T_0, \\ \text{де } \sigma_{01,k}^+ \leq 0, \quad \sigma_{02,k}^+ \leq 0, \quad \sigma_{*1,k}^+ \geq 0, \quad \sigma_{*2,k}^+ \geq 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Тут індекс k введено для позначення величин, що відносяться до однорідних складових частин оболонки: $k=1$ для $-b \leq z < 0$, $k=2$ для $0 \leq z \leq b$.

Сформульована задача при приведених обмеженнях є задачею оптимального керування, що має безліч розв'язків. Для отримання шуканого розв'язку за критерій оптимальності приймаємо використовувану при розв'язуванні такого типу задач нагріву [1] умову мінімуму функціоналу максимальних нормальних напружень

$$F = \max[\sigma_{1,k}(z, \gamma, t), \sigma_{2,k}(z, \gamma, t)] - b \leq z \leq b, -h \leq \gamma \leq h, 0 \leq t \leq t_*. \quad (3)$$

(який для скляних оболонок (або виготовлених з матеріалів з механічними властивостями близькими до скла) забезпечує ведення процесу нагріву при мінімальному рівні напруженого стану в кожен момент часу [2]).

Приведена задача оптимізації зводиться до знаходження екстремалей функціоналу (3) на множині допустимих функцій T^+ , $\sigma_{1,k}$, $\sigma_{2,k}$, які задовільняють умовам (1), (2), а також відповідним рівнянням термомеханіки (що пов'язують механічні напруження з температурним полем) та певними початковими й граничними умовами. Методику розв'язування такої задачі будемо на основі відомої методики оптимізації режимів нагріву для кусково-однорідної оболонки [1] вільної від силового навантаження (основаної на ітераційному методі локальних варіацій [3] в просторі станів функції керування). Такий спосіб оптимізації містить два ітераційні процеси: процес варіювання значень функції керування в дискретні моменти часу при фіксованому кроці варіювання і процес дроблення цього кроку [1, 3].

В приведеному алгоритмі оптимізації для визначення початкового і k -го наближення функції керування використовується розв'язок прямої задачі, числово-аналітичний алгоритм знаходження якого в квазістатичній постановці приведено в [1]. При цьому для опису полів температури і напружень будемо виходити з теорії незв'язаної термопружності при залежних від температури коефіцієнтах лінійного теплового розширення [4].

Розв'язок відповідної крайової задачі термопружності зводиться до знаходження розв'язку наступного ключового рівняння

$$\frac{\partial^4 W_{0,k}}{\partial x^4} + 4(W_{0,k} - e_{t,k}) - \frac{4Rq_n}{D_{0,k}} = 0, \quad (4)$$

де $W_{0,k} = W_k/R$ – прогин оболонки, $x = \frac{a_* z}{R}$, $a_*^4 = 3(1 - \nu^2)/4h^2$,

$$e_{t,k} = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h \Phi_k d\gamma, \quad \Phi_k(t) = \int_{T_{in}}^{T_k} \alpha_{t,k}(\xi) d\xi - \text{сумарні чисто теплові деформації,}$$

$\alpha_{t,k}(t)$ – коефіцієнт лінійного теплового розширення, q_n – задане нормальне до зовнішньої поверхні силове навантаження (що змінюється по лінійному закону вздовж осевої координати).

При відомих $e_{t,k}$ (знайдених з задачі теплопровідності [1]) розв'язок рівняння (4) запишеться наступним чином

$$\begin{aligned} W_{0,k}(x, t) &= C_{1,k}(t)e^x \cos x + C_{2,k}(t)e^x \sin x + \\ &+ C_{3,k}(t)e^{-x} \cos x + C_{4,k}(t)e^{-x} \sin x + \frac{R}{D_{0,k}} q_n, \end{aligned} \quad (5)$$

де $D_{0,k} = 2E_k h$ – жорсткість на розтяг, E_k – модуль пружності.

Невідомі функції часу $C_{m,k}(t)$ ($m=1,4$, $k=1,2$), котрі входять в (5) визначаються в кожен момент часу з умов механічного спряження різнорідних частин оболонки в січненні x_k і умов жорсткого защемлення на краях оболонки $x=\pm b$ [1].

Значимо, що при побудові оптимальних режимів нагріву оболонок при відсутності силового навантаження рівняння (4) є однорідним.

Запропонована методика може застосовуватись також для підбору величини і області прикладання силового навантаження, які максимально понижують рівні найбільших напружень (січення, в якому досягається цей рівень вважаємо розрахунковим). При цьому використовуємо алгоритм з такими етапами:

- на першому етапі знаходимо оптимальний режим нагріву $T^+(t)$ для вільної від зовнішнього навантаження кусково-однорідної оболонки [1] (рис.1);
- на другому етапі при знайденій $T^+(t)$ визначаємо зони максимальних напружень і шляхом параметричної оптимізації знаходимо координати області дії та величину навантаження, яке дає змогу суттєво понизити при нагріві рівень розтягуючих максимальних температурних напружень (в розрахунковому січені оболонки).

В якості прикладу знайдено оптимальний за напруженнями режим однорідного нагріву зовнішнім середовищем кусково-однорідної циліндричної оболонки радіуса $R=0,25$ м і товщиною $2h=0,014$ м, що складається з двох однорідних частин виготовлених з матеріалів, фізико-механічні характеристики яких приведені в [1] (індекси 1, 3).

На основі проведених числових досліджень шляхом порівняння величин напружень в січеннях оболонки без силового навантаження встановлено, що максимальні температурні напруження виникають в зоні спряження різнорідних частин циліндричної оболонки і розрахунковим є січення з координатою $x=0,001$. Шляхом параметричної оптимізації знайдено область дії ($-1,45 \leq x < 0$) і величину навантаження ($q_n(x) = \text{const} = 0,55$ МПа), яке дає змогу суттєво понизити при нагріві рівень максимальних розтягуючих температурних напружень (в розрахунковому січненні). Зміну в часі оптимальної температури $T^+(t)$ такої складеної оболонки при теплоізоляції на внутрішній поверхні (обчислену по допустимих розтягуючих напруженнях на внутрішній і зовнішній поверхнях відповідно рівних 9 МПа і 7 МПа), а також зміну в часі напружень на зовнішній σ^+ і внутрішній σ^- поверхнях оболонки показано на рис. 1, 2, 3. При цьому на внутрішній поверхні розрахунковими є кільцеві, а на зовнішній – меридіональні напруження.

На рис. 1 зображено оптимальний типовий режим нагріву (який ви-

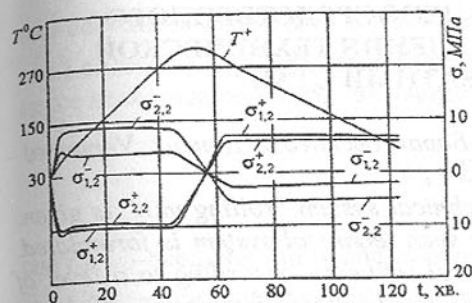


Рис. 1.

льшення тривалості процесу нагріву і рівня допустимих розтягуючих напружень на внутрішній і зовнішній поверхнях оболонки (рис. 2). При такому навантаженні можна також (при однаковій величині допустимих напружень) скоротити на 20 хв. тривалість процесу термообробки при мак-

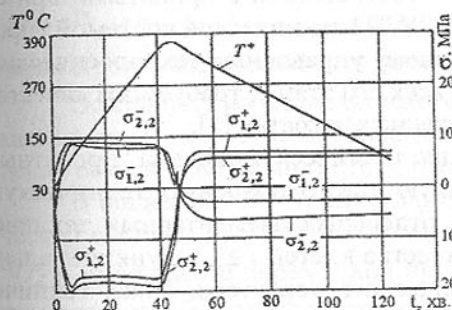


Рис. 2

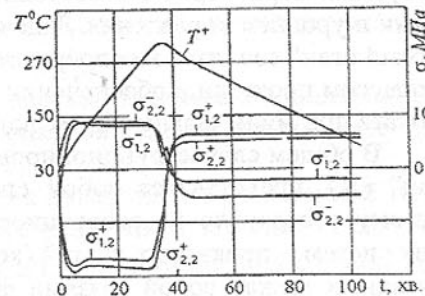


Рис. 3.

симальній температурі нагріву рівній 310°C (рис. 3).

Список літератури: 1. Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Гуменчук О.Б., Касперський З. Методика оптимізації режимів нагріву конвективним способом і електромагнітним випромінюванням кусково-однорідних оболонок обертання// Машинознавство. - 2000. - № 4-5. - С. 3-10. 2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.А. Справочник по сопротивлению материалов. - Киев: Наук. думка, 1988.-736 с. 3. Черноусько Ф.М., Баничук Н.В. Вариационные задачи механики и управления.-М.:Наука, 1973.-225 с. 4. Подстригач Я.С., Коляно Ю.М., Семерак М.М. Температурные поля и напряжения в элементах электровакуумных приборов. - Киев: Наук. думка, 1981.-344с.

Стаття поступила в редакцію 27.05.2002 г.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ "ПРОКАТНЫЙ СТАН"

Гладчук Е.А. (ДонГУЭТ им. М. Туган-Баранговского, г. Донецк, Украина)

The description complex multilevel of technical system "rolling mill" is given. The task of direct automatic control for such technical system is formulated. There is the generalized function of control influence according to a level of control. The simplified adapted functional - parametrical description of control process is given.

Автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) представляет собой интегрированную технологическую среду для анализа состояния объекта управления, синтеза и реализации управляющего воздействия на него с целью обеспечения однозначности требуемых параметров его состояния в соответствии с принятыми критериями и уровнем управления. Задача АСУ ТП технической системой "прокатный стан" сводится к непосредственному управлению технологическим процессом прокатки и обеспечения на всех его этапах требуемого качества проката при минимальных производственных затратах [1].

В общем случае функционирования, техническая система "прокатный стан" (n), представляет собой сложную многоуровневую техническую систему состоящую из совокупности отдельных элементарных технических систем – прокатных клетей (количество клетей $i \geq 1$), функционально связанных между собой связями физического характера. Такая техническая система предназначена для реализации технологического процесса прокатки в соответствии с поточным принципом производства (рис. 1).

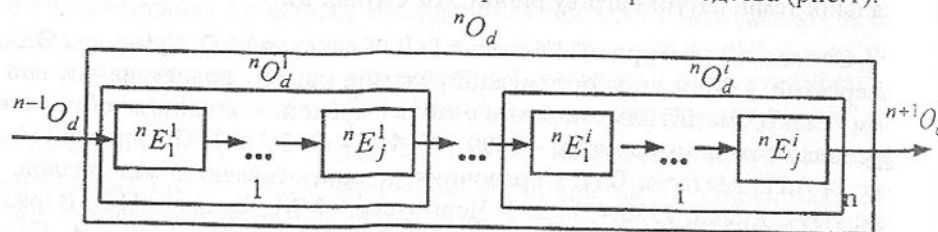


Рис. 1. Структурная схема технической системы "прокатный стан".

С функциональной точки зрения, состояние технической системы "прокатный стан" в полной мере может быть охарактеризовано с помощью описания состояния единственного операнда – проката nO_d [2]. Изменение состояния операнда nO_d представляет собой сумму изменений состояний операндов в элементарных технических системах $\sum^n O_d^i$ и в полной мере может дано с помощью суммы конечного набора преобразований измене-

ния состояния операнда $^nE_j^i$ в каждой конкретной элементарной технической системе в соответствии с уровнем управляющего воздействия в процессе непосредственного автоматического управления:

$$^nO_d = \sum^n O_d^i = \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где $j \geq 1$ – количество преобразований;

$i \geq 1$ – состояние операнда в процессе преобразования.

Для описания состояния операнда nO_d и $^nO_d^i$ возможно использование одного или целого ряда качественных показателей, на пример, полового проката: для горячекатанного – кривизна раската $\rho, 10^{-4} \text{ м}^{-1}$, продольная разнотолщинность $\delta h, \text{ мм}$, плоскостность $A \cdot \lambda, \text{ мм} \cdot \text{м}^{-1}$, относительное удлинение $\delta, \%$, ударная вязкость KCV^{-60} и $KCV^{-15}, \text{ МДж} \cdot \text{м}^{-2}$; для холоднокатаного, помимо вышеперечисленных параметров, – шероховатость поверхности $R_a, \text{ мкм}$.

Особенностью сложной многоуровневой технической системы "прокатный стан" является постоянное качественное и количественное изменение её функциональной структуры [3].

В общем случае функционирования конкретной элементарной технической системы происходит постоянное изменение состояния её операнда $^nO_d^i$ – имеет место переходной процесс, который реализуется в виде совокупности колебательных процессов. Последнее отрицательно сказывается на работоспособности АСУ ТП в плане оперативного управления конкретной элементарной технической системой при постоянно меняющихся условиях эксплуатации.

В общем случае функционирования сложной многоуровневой технической системы в целом происходит постоянное изменение состояния операнда nO_d в не менее, чем в одной конкретной элементарной технической системе – так же имеет место переходной процесс, но более высокого уровня, который охватывает $i \geq 1$ элементарную техническую систему, что аналогично вышеизложенному, реализуется в виде совокупности колебательных процессов общего характера и отрицательно сказывается на работоспособности АСУ ТП в плане оперативного управления сложной многоуровневой технической системой "прокатный стан" в целом.

В этом случае, задача АСУ ТП сводится к непосредственному автоматическому управлению состоянием операнда nO_d с целью обеспечения однозначности конечного набора его качественных и количественных показателей $^{n+1}O_d$ при заданных конкретных исходных параметрах $^{n-1}O_d$.

Таким образом, обобщенная функция $f(^nW)$ управляющего воздействия в соответствии с его уровнем имеет вид:

$$f(^nW) = \begin{cases} ^nO_d - ^{n-1}O_d; \\ ^{n+1}O_d - ^nO_d, \end{cases} \quad (2)$$

где n – уровень управляющего воздействия.

Однозначный конечный набор качественных и количественных показателей операнда $^{n+1}O_d$ представляет собой сумму однозначных конечных параметров состояния элементарных технических систем Y_i^n с учетом их внутренних возмущающих факторов U_i^n

$$^{n+1}O_d = \sum (\sum X_i^n + \sum F_i^n), \quad (3)$$

а заданные конкретные исходные параметры операнда $^{n-1}O_d$ представляют собой сумму заданных конкретных входных параметров состояния элементарных технических систем X_i^n и внешних возмущающих факторов F_i^n

$$^{n+1}O_d = \sum (\sum Y_i^n + \sum U_i^n) \quad (4)$$

Таким образом, обобщенная функция $f(^nW)$ управляющего воздействия в соответствии с его уровнем приобретает вид:

$$f(^nW) = \begin{cases} \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix} - \sum (\sum X_i^n + \sum F_i^n); \\ \sum (\sum Y_i^n + \sum U_i^n) - \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix}. \end{cases} \quad (5)$$

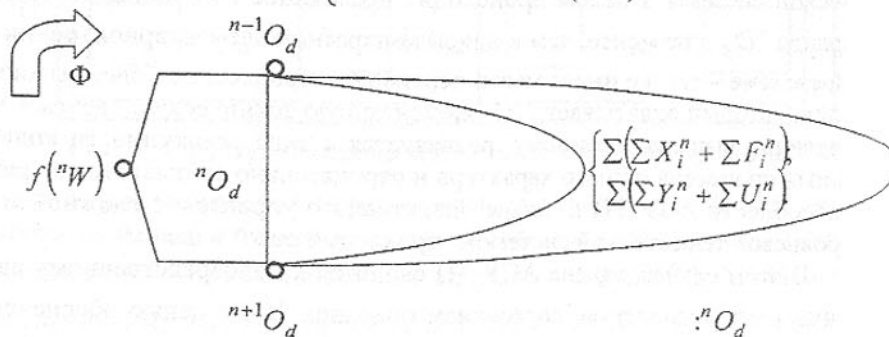


Рис. 2. Весовой граф непосредственного автоматического управления сложной многоуровневой технической системой “прокатный стан”.

В соответствии с (5) описание управляющего воздействия АСУ ТП в процессе непосредственного автоматического управления сложной многоуровневой технической системой “прокатный стан” может быть представлено в виде весового графа (рис.2) и формально сводится к решению стандартной задачи теории графов – задачи раскрашивания [4].

В соответствии с теоремой Ричардсона [4] обобщенная функция описания переходного процесса в сложной многоуровневой технической системе “прокатный стан” приобретает вид:

$$\sum (\sum Y_i^n + \sum U_i^n) = \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix} \frac{\sum (\sum X_i^n + \sum Y_i^n) - n \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix}}{\sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix} - n \sum (\sum X_i^n + \sum Y_i^n)}. \quad (6)$$

В соответствии с (6) на рис. 3 приведен гиперграф непосредственного автоматического управления сложной многоуровневой технической системой “прокатный стан”.

Обобщенная функция $f(^nW)$ управляющего воздействия в соответствии с его уровнем приобретает, с учетом весомости структурных чисел, адаптированный функционально – параметрический вид, который легко может быть реализован существующими аппаратно-логическими средствами современной АСУ ТП:

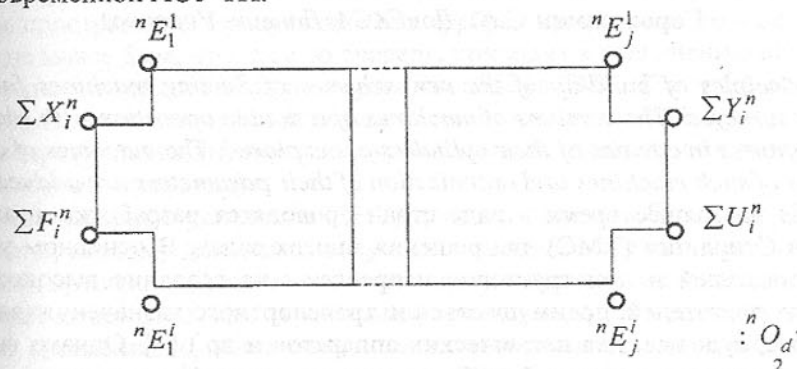


Рис. 3. Гиперграф непосредственного автоматического управления сложной многоуровневой технической системой “прокатный стан”.

$$\begin{aligned} \sum X_i^n &\Leftrightarrow \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix} \Leftrightarrow \sum Y_i^n \\ \sum Y_i^n &\Leftrightarrow \sum \begin{pmatrix} ^nE_1^i \\ \dots \\ ^nE_j^i \end{pmatrix} \Leftrightarrow \sum U_i^n \end{aligned} \quad (7)$$

Таким образом, предложено достаточно простое адаптированное функционально – параметрическое описание процесса непосредственного автоматического управления сложной многоуровневой технической системой “прокатный стан”. Модернизация алгоритмов существующих АСУ ТП в соответствии с принципами (7) может обеспечить возможность осуществления оперативного управляющего воздействия требуемого уровня АСУ ТП прокатного стана на всех этапах технологического процесса прокатки.

Список литературы: 1. Гладчук Е.А. Расширение управляющих возможностей АСУ ТП прокатного стана//ВСЖ. 2002. - № 2(24) . - С. 62 – 65. 2. Гладчук Е.А. Адаптивное моделирование технической системы на примере прокатной клетки// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 15. – С. 77 – 83. 3. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электромеханической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литье Украины. – 2000. - № 1-2. – С. 43-45. 4. Гладчук С.О. Використання гіперграфа для опису перехідного процесу у технічній системі// Вісник ДонДУЕТ. – 2000. - № 6. – С. 19-23.

Статья поступила в редакцию 17.05.2002 г.

МОДУЛЬНЫЙ ПРИНЦИП ПОСТРОЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА

Горожанкин С.А. (ДонГАСА, Донецк, Украина)

The principles of build-up of the new schemes of Stirling machines for heat pumps surveyed. The versions of machines of a double operation with identical temperatures in cavities of their cylinders are explored. The outcomes of examinations of such machines and optimization of their parameters are adduced.

В настоящее время в ряде стран проводятся разработки тепловых машин Стирлинга (ТМС) для решения многих задач. В основном усилия исследователей и конструкторов направлены на создание высокоэкономичных двигателей, преимущественно транспортного назначения (автомобильные, судовые, для космических аппаратов и др.) [1]. Однако внедрение собственно двигателей, работающих по циклу Стирлинга, связано с серьезными затруднениями технологического характера: необходимостью применения жаропрочных материалов, обеспечения надежной герметизации рабочего тела и эффективной смазки механизмов ТМС при высоких температурах и давлениях. Это приводит к росту стоимости, снижению их ресурса и надежности. Поэтому широкое использование двигателей в обозримой перспективе остается проблематичным. В то же время создание

термотрансформаторов для систем теплоснабжения и кондиционирования – тепловых насосов и охладителей, работающих по циклу Стирлинга, не сопряжено со многими вышеперечисленными сложностями, поскольку диапазон рабочих температур для механизмов и узлов этих ТМС лежит в пределах от -30 до $+100^{\circ}\text{C}$. Это объясняется тем, что в современных системах отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования температуры теплоносителей лежат в еще более узком интервале $-5...+60^{\circ}\text{C}$.

Коэффициенты преобразования (КОП) энергии термотрансформаторов с ТМС, выше, чем у машин других типов [2]. Они сохраняют экологическую чистоту даже при авариях и поломках, т.к. рабочим телом обычно являются гелий или водород, причем их масса крайне незначительна. Применение термотрансформаторов такого типа в системах теплоснабжения является перспективным, особенно в районах, где отсутствуют тепловые сети. В ряде случаев возможно использование тепловых ВЭР низкого потенциала (сточные воды, воздух, удаляемый из системы вентиляции и др.) или теплоты природных источников. В некоторых странах эксплуатируются опытные установки с ТМС, хотя стоимость их пока велика.

Для термотрансформаторов, помимо температурного режима, характерны некоторые конструктивные особенности, отличающие их от собственно двигателей Стирлинга. В первую очередь следует отметить высокие значения относительного «мертвого» объема внутреннего контура ТМС. Это вызвано необходимостью обеспечения работы нагревателей и охладителей при малых температурных напорах. Кроме того, при применении традиционных трубчатых теплообменников необходимо обеспечить надежную циркуляцию жидких теплоносителей внешних контуров в межтрубном пространстве. На практике это требует применения трубок диаметром не менее 5 мм, что, в свою очередь, приводит к увеличению площади поверхности теплообмена и «мертвого» объема ТМС. К другим специфическим особенностям следует отнести сравнительно большие гидравлические сопротивления внешних контуров (системы отопления, подвода теплоносителя от источника).

Теплонасосные установки (ТНУ) должны обладать большим ресурсом работы, поэтому для них недопустимы высокие нагрузки механизмов и скорости вращения. Средняя скорость поршня в известных конструкциях двигателей менее 3 м/с. Для термотрансформаторов, несмотря на их меньшую, по сравнению с двигателями, теплонпряженность, не следует допускать превышения указанного значения. Вследствие этого их размеры также несколько возрастают. Перечисленные причины приводят не только к росту массы ТНУ, но и к увеличению внутренних потерь теплопроводностью стенками цилиндров, поршней, внутренней и внешней конвекцией, излучением.

Среди ТМС наиболее эффективны машины двойного действия, в том числе обращенные, у которых горячая полость располагается со стороны

штока [3]. Для горячей полости двигателей Стирлинга характерны температуры 700...900°C. Поэтому для обеспечения условий смазки и снижения внутренних тепловых потерь применяют достаточно длинные цилиндры и поршни, что на практике приводит к росту габаритов и массы ТМС.

В ТНУ температуры в рабочих полостях, как указывалось выше, невелики. Поэтому становится возможным предложить и применить такие схемы, в которых обе полости: над поршнем и под поршнем имеют одинаковую температуру и соединяются либо с нагревателями, либо с охладителями. На рис.1 представлен один из вариантов построения ТМС такой схемы. Как видно из рисунка схема расположения цилиндров 1 звездообразная, однорядная. Угол фазового сдвига между положениями поршней 2 составляет 90°, а каждый из цилиндров соединен с последующим либо нагревателями 3, либо охладителями 5 через регенераторы 4. Это обеспечивается при числе цилиндров более четырех. Поскольку температуры в полостях каждого из цилиндров одинаковы, потери теплопроводностью деталей и конвекцией внутри цилиндров существенно снижаются. Это также дает возможность уменьшить длины подобных «изотермических» цилиндров, поршней и штоков, что, в свою очередь позволяет снизить массу ТМС и общие потери теплоты.

Для термотрансформаторов, как показали исследования, оптимальный угол фазового сдвига изменений объемов полостей лежит в пределах 110...130°. С учетом требований уравнивания механизма привода

минимальное число цилиндров для звездообразной схемы составляет 3, но в одном из них в этом случае температуры полостей отличаются. Поэтому определенный интерес представляют двухрядные звездообразные схемы, у которых цилиндры одного ряда содержат только горячие полости, а другого — только холодные. Нагреватели и охладители, соединяют через регенераторы эти два ряда цилиндров. Такие схемы позволяют расположить вдоль общего вала привода основные узлы ма-

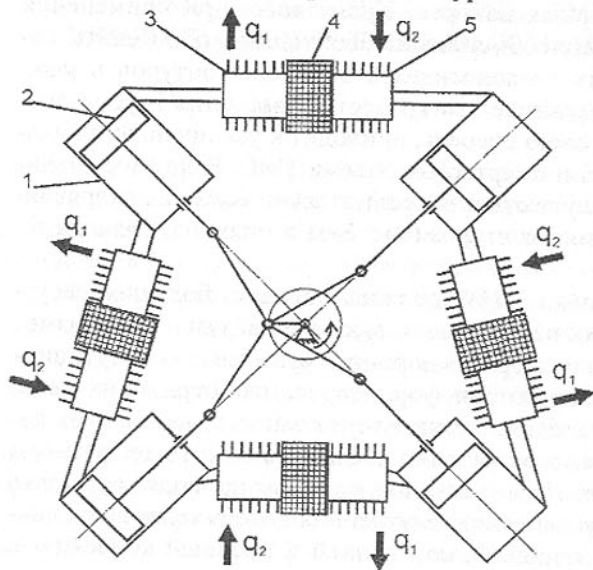


Рис.1. Схематическое устройство тепловой машины Стирлинга с равными температурами в полостях каждого из цилиндров

шины с примерно одинаковыми температурами и, таким образом, значительно уменьшить внутренние потери теплоты в ТМС. Упрощаются вопросы теплоизоляции образовавшихся «изотермических» блоков — «горячего» и «холодного», что позволяет, в свою очередь, снизить теплотери конвекцией и излучением в окружающую среду.

Возможны и другие варианты схем ТМС и взаимного расположения цилиндров: рядные, V-образные, X-образные и т.д. Эти схемы позволяют обосновать и применить модульный принцип построения ТМС. Его сущность состоит в конструировании многоцилиндровых машин различной мощности из базовых модулей нескольких типоразмеров. Такими модулями могут являться цилиндропоршневая группа, детали кривошипно-крейцкопфного механизма, теплообменники, регенераторы.

Исследования параметров ТНУ предложенных схем проведены в диапазоне тепловой мощности 5...1000кВт для ТМС двойного действия с числом цилиндров 3, 6, 12, 24 и 48. Расчеты показали, что с целью повышения эффективности процессов теплопередачи межтрубные полости теплообменников групп цилиндров с одинаковыми температурами целесообразно, как правило, соединять последовательно. Однако при большом числе цилиндров гидравлические потери в межтрубных пространствах теплообменников могут снизить эффективность ТНУ, как это показано ниже.

Частота вращения вала ТМС при вычислениях принималась 3000, 1500, 1000 и 750 1/мин в соответствии с частотами вращения серийных двигателей переменного тока. В расчетах ограничивались предельной допустимо средней скоростью поршня 3 м/с. Для оптимальных вариантов она составляла 1-2 м/с. Нахождение параметров ТНУ осуществлено на ЭВМ методом замкнутой оптимизации [4]. В качестве оптимизируемого параметра принят коэффициент преобразования энергии.

На рис.2 приведена сводная диаграмма, позволяющая количественно оценить значения КОП перечисленных ТНУ в зависимости от их тепловой мощности. В качестве рабочего тела внутреннего контура принят водород, как наиболее эффективный. Все значения получены при средней температуре теплоносителя (вода) от источника теплоты +4°C и средней температуре воды в системе отопления +45°C. Результаты показывают, что при мощности 20-100кВт и принятых исходных параметрах системы, наиболее эффективны 12- и 24-цилиндровые машины, причем частота их вращения должна быть в пределах 750-1000 мин⁻¹. ТМС с большим числом цилиндров эффективны лишь при мощности свыше 1000кВт.

В процессе расчетов и при анализе результатов необходимо учитывать, что на полученные оптимальные параметры накладываются серьезные конструктивные, технологические и эксплуатационные ограничения.

Результаты показывают, что для ТНУ, как и для двигателей, наибольшими являются потери энергии, вызванные несовершенством процессов теплообмена. Следует учитывать, что тепловые напоры в нагревателе и

охладителе, хотя и невелики ($4-10^{\circ}\text{C}$), но соизмеримы с разностью температур источников теплоты. Поэтому серьезное внимание следует уделять совершенствованию теплообменников. Потери от неполноты регенерации меньше, а гидравлические потери во внутреннем контуре – больше, чем в двигателях вследствие значительной длины трубок теплообменников.

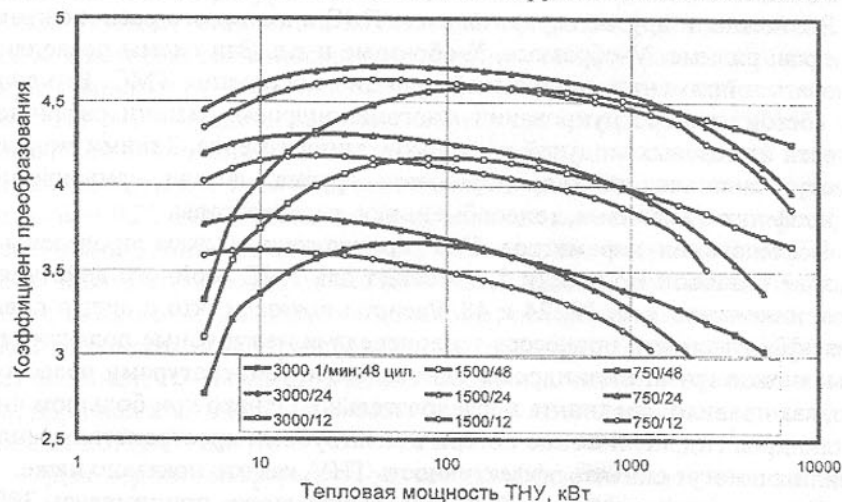


Рис.2. Зависимость КОП многоцилиндровых ТНУ от тепловой мощности, частоты вращения и числа цилиндров

Внутренние потери машины теплопроводностью, конвекцией и излучением существенно снижены и составляют около 2% благодаря применению схем с «изотермическими» цилиндрами, что позволяет повысить коэффициент преобразования ТНУ.

Список литературы: 1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. -М.: Машиностроение, 1985. -408с. 2. Горожанкин С.А. Перспективы тепловых насосов и рефрижераторов на базе двигателей Стирлинга. -В сб.: Вестник Донбасской гос. акад. стр-ва и арх. Вып.98-2(10), 1998, с.48-52. 3. Горожанкин С.А. Выбор параметров тепловых насосов Стирлинга. -В сб.: Вестник Донбасской гос. акад. стр-ва и арх. Вып.99-3(17), 1999, с.88-91. 4. Горожанкин С.А. Метод замкнутой оптимизации для анализа параметров действительных циклов машин Стирлинга. -У зб.: Вісник Донбаської держ. акад. буд. і арх. Вип.2000-5(25), 2000, с.14-18.

Статья поступила в редакцию 17.05.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАКЛЕПОЧНОМ ШВЕ МНОГОСТРИНГЕРНОЙ ПАНЕЛИ

Громашев А.Г. (ИрГТУ, г. Иркутск, Россия)

The paper deals with the actual problem of deformation and stress occurrence in riveted panels of aircrafts which take place during processing operations of riveting with a considerable radial pull. Mathematics foundation and program of realization are offered in support of the fact that the proper choice of riveting route and application of certain technological measures are believed to result in acceptable deformations and stresses in the skin and stringers, required in accordance with the construction resource.

Реальная панель схематизируется многослойным стержнем, что является более точным моделированием, чем в виде двухслойного стержня. Решение задачи для многослойного стержня (многострингерной панели) обеспечивает сравнение по сборочным напряжениям и деформациям вариантов маршрутов клепки, связанных с переходом со стрингера на стрингер. Например, возможно сначала выполнить ЗЗД (зона записывания деформаций) на торцах всех стрингеров, а затем вести клепку основных участков. В другом варианте, после выполнения ЗЗД на одном из стрингеров, производится его основная клепка, после чего переходят к следующему стрингеру и т.д. Для сравнения этих вариантов однострингерной модели недостаточно. Варианты перехода между стрингерами также могут быть обусловлены распределением диаметров заклепок по панели, необходимостью уменьшения длительности обработки и т.д. Многострингерная модель позволяет уточнить величину и закон распределения внутренних усилий в панели, а также ее деформаций, по сравнению с однострингерной моделью.

Расчет накопления напряжений и деформаций, аналогично однострингерной панели, может быть выполнен по шагам, с учетом «затвердевания» швов. Напряженно-деформированное состояние многострингерной панели постоянно по длине сечения. Его рассмотрение в соответствии с теорией составных стержней [4] позволяет определить усилия, распределенные в заклепочных швах стрингеров в виде

$$T^k(z) = A_k \operatorname{sh} \lambda_k z + B_k \operatorname{ch} \lambda_k z,$$

где A_k и B_k определяется из граничных условий, а число пар корней $\pm \lambda$ равно числу стрингеров.

При аналитическом решении шаговым способом панель разбивается на каждом шаге на несколько участков с постоянной жесткостью швов. В том числе выделяется участок, длиной Δz , на котором производится клепка. Склепываемый участок загружается деформационными усилиями. Для каждого участка находятся корни λ_k , решая соответствующий определитель

тель, составляют выражения для внутренних усилий. Постоянные A_k и B_k находятся из условия совместности напряжений и деформаций по стыкам участков и из граничных условий на торцах панели. Определив, таким образом, приращения внутренних усилий, переходят к расчету их приращений при клепке на следующий шаг Δz . Очевидно, что такое решение громоздкое, число неизвестных постоянных составляет

$$N = 2m \cdot n,$$

где m – число стрингеров, n – число участков. Соответственно, для их определения необходимо решить N алгебраических уравнений, в том числе с очень большими коэффициентами $e^{\lambda z}$, что осложняет решение на ЭВМ. Однако результаты решения являются точными в пределах сделанных допущений расчетной схемы.

Для анализа вариантов технологического процесса сборки с достаточной для практики точностью можно использовать аналитический метод расчета, основанный на сведении к многократному расчету однострингерной панели. Возникающее при клепке одного из стрингеров многострингерной панели усилие T зависит от соотношения жесткостей приклепываемого стрингера и обшивки с остальными стрингерами. Влияние остальных «неприклепанных» стрингеров физически проявляется в том, что они, присоединяясь к обшивке, увеличивают её жесткость (EF и EJ), а также изменяют взаимное расположение центров тяжести сечений обшивки и приклепываемого стрингера (величину h). Панель представляется в виде двухслойного стержня, одним элементом которого является приклепываемый стрингер, а другим – обшивка и «приклепанные» стрингера или обшивка и «неприклепанные» стрингера.

Таким образом, оценка напряженно-деформированного состояния многострингерной панели сводится к последовательному расчету однострингерной панели. Распределение силы по длине заклепочного шва определяется, например, в соответствии с алгоритмом рис.1. Последовательно определяются распределение сил в каждом стрингере, и находится суммарная сила, действующая в обшивке. Затем эти силы используются для определения деформации каждого стрингера и обшивки и нахождения напряжений в каждом стрингере и обшивке.

Пусть задана панель, составленная из одной обшивки с параметрами $E_{об}, F_{об}, J_{x_{об}}$ и N_1 стрингеров с параметрами $E_{1k}, F_{1k}, J_{x_{1k}}, k=1, N_1$. Для каждого k -ого стрингера последовательно в три этапа определяются три составляющие сдвигающей силы $T_0^k(z), T_H^k(z), T_P^k(z)$, которые результирующую сдвигающую силу в k -ом шве определяют как сумму

$$T^k(z) = T_0^k(z) + \sum_{i=1}^{k+1} T_H^i(z) + \sum_{i=k-1}^{N_1} T_P^i(z). \quad (1)$$

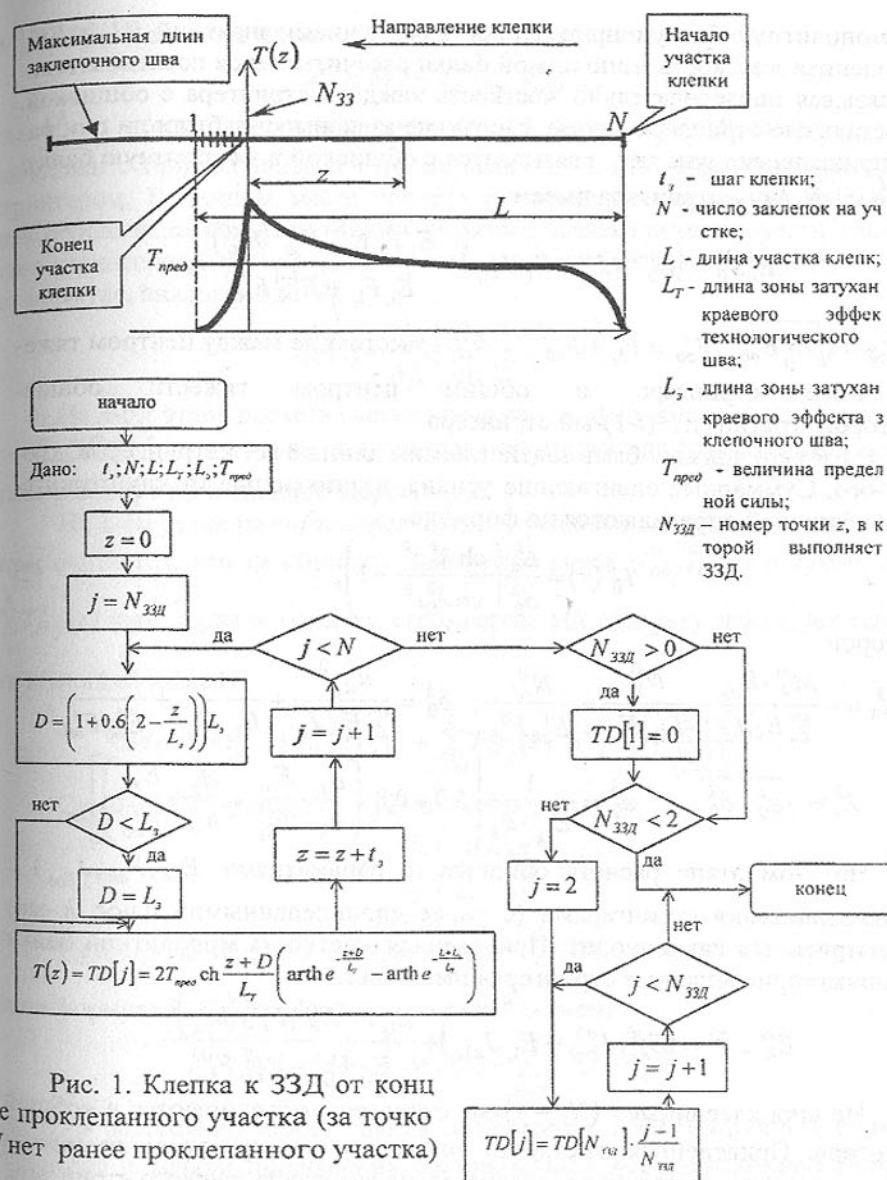


Рис. 1. Клепка к 33Д от конца не проклепанного участка (за точкой N нет ранее проклепанного участка)

На 1-ом этапе расчета рассматривается «приклепывание» $k[j]$ -го стрингера (в дальнейшем для краткости написания он обозначается k -ый стрингер) с параметрами $E_{1k}, F_{1k}, J_{x_{1k}}$ к обшивке с параметрами $E_{об}, F_{об}, J_{x_{об}}$. k -ый стрингер добавляется к массиву «приклепанных» стрингеров. Обшивка с остальными стрингерами, кроме k -ого, принимает

ся за монолитную балку с приведенными величинами значений EJ и EF . Приведенная жесткость монолитной балки рассчитывается последовательно, связывая последовательно жесткость каждого стрингера с обшивкой. Все остальные стрингеры кроме k -ого вне зависимости, были ли они ранее «приклепаны» или нет, связывается с обшивкой в монолитную балку. Для $i(i=1, N_1)$ -ого стрингера имеем

$$E_0^i J_0^i = (E_0^{i-1} J_0^{i-1} + E_{1_i} J_{x_{1_i}}) + \frac{E_{1_i} F_{1_i} E_{06}^{i-1} F_{06}^{i-1} (h_{ct_i})^2}{E_{1_i} F_{1_i} + E_{06}^{i-1} F_{06}^{i-1}},$$

где $E_{06}^i = \sqrt{E_{1_i} E_{06}^{i-1}}$, $F_{06}^i = F_{1_i} + F_{06}^{i-1}$, h_{ct_i} - расстояние между центром тяжести i -ого стрингера и общим центром тяжести обшивки+второй+третий+...+($i-1$)-ый стрингера.

В расчете должны быть задействованы данные всех стрингеров, кроме k -ого. Суммарные сдвигающие усилия, возникающие между стрингером и обшивкой определяются по формуле

$$T_0^k(z) = \frac{\Delta_0^k}{\delta_0^k} \left(\frac{\text{ch } \lambda_0^k z^k}{\text{ch } \lambda_0^k l^k} - 1 \right), \quad (2)$$

в которой

$$\Delta_0^k = -\frac{M_k^0 \cdot h_{ct_k}}{\sum E \cdot J_x} - \frac{N_{1_k}^0}{E_{1_{k1}} F_{1_k}} + \frac{N_{06}^0}{E_{06}^i F_{06}^i}, \quad \delta_0^k = \frac{h_{ct_k}^2}{\sum E \cdot J_x} + \frac{1}{E_{1_k} F_{1_k}} + \frac{1}{E_{06}^i F_{06}^i},$$

$$\lambda_0^k = \sqrt{\varepsilon_0^k \cdot \delta_0^k} \quad \varepsilon_0^k = \frac{1}{E_{3_k} \cdot d_k} \left[5,0 + 0,8 \cdot \left(\frac{d_k}{h_k} \cdot \frac{E_{3_k}}{E_{1_k}} + \frac{d_k}{h_{06}} \cdot \frac{E_{3_k}}{E_{06}^i} \right) \right]$$

На 2-ом этапе расчета обшивка (с параметрами $E_{06}, F_{06}, J_{x_{06}}$) с «приклепанными» стрингерами (с ранее «приклепанными» плюс k -ый) рассматривается как монолит. Приведенная жесткость монолитной балки «обшивка+приклепанные стрингера» имеет вид:

$$E_k^{06} J_k^{06} = (E_{k-1}^{06} J_{k-1}^{06} + E_{1_k} J_{x_{1_k}}) + \frac{E_{1_k} F_{1_k} E_{k-1}^{06} F_{k-1}^{06} (h_{ct_k})^2}{E_{1_k} F_{1_k} + E_{k-1}^{06} F_{k-1}^{06}}.$$

Не «приклепанные» ($N_1 - j$)-ые стрингеры объединяются в «общий стрингер». Приведенная жесткость «общего стрингера» рассчитывается последовательно, связывая последовательно жесткость каждого стрингера:

$$E_H^{N_1} J_H^{N_1} = (E_H^{N_1-1} J_H^{N_1-1} + E_{1_{N_1}}^H J_{x_{1_{N_1}}}^H) + \frac{E_H^{N_1-1} F_H^{N_1-1} E_{1_{N_1}}^H F_{1_{N_1}}^H (h_{ct_{N_1}}^H)^2}{E_H^{N_1-1} F_H^{N_1-1} + E_{1_{N_1}}^H F_{1_{N_1}}^H}.$$

Взаимодействие «обшивки с приклепанными стрингерами» с «общим стрингером» определяется тем, что к обшивке приложены нагрузки

N_{06}^0 и $T_0^k(z)$, а также на панель действует изгибающий момент

$$M_1 = M_k^0 - T_0^k(z) \cdot h_{06+np},$$

где h_{06+np} - расстояние между точками приложения деформационных сил «обшивки с приклепанными стрингерами» и k -ым «приклепываемым» стрингером. В данном месте расчета рассматривается только нагрузка, действующая на обшивку. Таким образом, необходимо провести расчет одно-стрингерной панели. Суммарные сдвигающие усилия определяются по формуле, аналогичной (2)

$$T_H^k(z) = \frac{\Delta_H^k}{\delta_H^k} \left(\frac{\text{ch } \lambda_H^k z^k}{\text{ch } \lambda_H^k l^k} - 1 \right).$$

На 3-ом этапе расчета рассматривается только обшивка с параметрами $E_{06}, F_{06}, J_{x_{06}}$ и только «приклепанные» стрингера (ранее «приклепанные» и k -ый) с приведенной жесткостью.

На 3-ем этапе расчета определяются усилия в заклепочном шве. При этом считается, что на обшивку действуют силы $N_{06}^0, T_0^k(z)$ и сумма сил $\sum_{j=1}^k T_{H_j}^k(z)$ уже «приклепанных» стрингеров. На обшивку действует также изгибающий момент

$$M_2 = \left[M_k^0 - \left(T_0^k(z) \cdot h^k + \sum_{j=1}^k T_{H_j}^k(z) \cdot h_{j_k}^k \right) \right] \frac{(\sum E \cdot J_x)_2}{(EJ)_0}.$$

Суммарные сдвигающие усилия определяются

$$T_P^k(z) = \frac{\Delta_P^k}{\delta_P^k} \left(\frac{\text{ch } \lambda_P^k z^k}{\text{ch } \lambda_P^k l^k} - 1 \right).$$

Суммарное усилие в панели: $T_\Sigma(z) = \sum_{k=1}^{N_1} T^k(z)$, где $T^k(z)$ определяется

ся по формуле 1. Суммарный изгибающий момент:

$$M_{\Sigma_{изг}}(z) = \sum_{k=1}^{N_1} M_k^0(z) - \sum_{k=1}^{N_1} T^k(z) \cdot h_z^k,$$

где h_z^k - расстояние между точкой приложения деформационной силы в стрингере и точкой приложения составляющей деформационной силы в обшивке, возникающей от данного стрингера.

Принимая, что клепаная панель работает в условиях чистого изгиба и, располагая начало координат на торце панели (стержня), после интегрирования уравнения (1), прогиб панели получаем в виде

$$y = \frac{M_m}{(EJ)_0} \cdot \frac{l^2 - z^2}{2} - \frac{M_m}{\lambda_1^2} \left(\frac{1}{(EJ)_0} - \frac{1}{\sum EJ_x} \right) \left(1 - \frac{\text{ch } \lambda_1 z}{\text{ch } \lambda_1 l} \right),$$

$$\text{где } \lambda_1 = \sqrt{\varepsilon_1 \cdot \delta_1}, \quad \delta_1 = \frac{h_{cp}^2}{\sum EJ_x} + \frac{1}{E_1^{N_1} F_1^{N_1}} + \frac{1}{E_{об} F_{об}};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E_3 \cdot d_k^{cp}} \left[5,0 + 0,8 \cdot \left(\frac{d_k^{cp}}{h_1} \cdot \frac{E_2}{E_1^{N_1}} + \frac{d_k^{cp}}{h_{об}} \cdot \frac{E_3}{E_{об}} \right) \right]; \quad \sum E \cdot J_x = E_1^{N_1} J_1^{N_1} + E_{об} J_{об}.$$

$E_1^{N_1} J_1^{N_1}$ - приведенная жесткость всех стрингеров вплоть до N_1 -ого стрингера; $M_m = M_{\Sigma_{изг}} - \frac{q_{II} \cdot z^2}{2}$ и q_{II} - погонная масса панели, [кг/м].

Используя вычисленные силы $T^k(z)$ в заклепочных швах, можно оценить прогибы в боковом направлении в плоскости обшивки («саблевидность»), если посчитать геометрические характеристики относительно оси y . Определив теоретически «саблевидность» при различной очередности приклепывания стрингеров к обшивке, можно дать рекомендации по порядку выполнения заклепочных швов по стрингерам.

НДС панели складывается из напряжений и деформаций от растяжения при клепке с натягом и из напряжений и деформаций от изгиба панели, являющихся следствием клепки:

$$\sigma_{кл} = \sigma_{раст} + \sigma_{изг}.$$

Эти напряжения для многострингерных панелей определяются по формулам:

$$\text{- напряжения растяжения } \sigma_1^{кл} = \frac{N_1^0 - T^k(z)}{F_1^k} + \frac{M_m E_1^k t_i^k}{\sum EJ_x} \quad (\text{в стрин-}$$

гере); $\sigma_2^{раст} = \frac{N_2^0 + T_2(z)}{F_2} + \frac{M_m E_2 t_i}{\sum EJ_x}$ (в обшивке), где $N_2^0 = \sum_{k=1}^{N_1} N_{об}^0$, t_i - расстояние от рассматриваемого волокна до нейтральной оси i -го сечения соответствующего стержня. $\sum EJ_x = E_{об} J_{об} + E_{1k} J_{x1k}$. Силы N_{1k}^0 и $N_{об}^0$ берутся из 1-ого этапа расчета.

- напряжения изгиба панели определяются по формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{M_m - T^k(z) \cdot h^k}{J_{x1}} \cdot t_i \quad (\text{в стрингере}); \quad \sigma_{изг} = \frac{M_m - \sum_{k=1}^{N_1} T^k(z) \cdot h^k}{J_{x2}} \cdot t_i$$

(в обшивке), где h^k - расстояние от точки приложения равнодействующей погонных касательных усилий $T^k(z)$ до нейтральной оси элемента панели (соответственно, стрингера или обшивки). Погонное касательное усилие по условию задачи приложено в точке выполнения соединения, так как координаты точки выполнения соединения назначаются между стрингером и обшивкой. Напряжения $\sigma_{кл}$, суммируясь с напряжениями от

внешних нагрузок, могут привести к уменьшению усталостной прочности всей конструкции.

Список литературы: 1. А.Ф.Макаров. Теоретические основы сборочных деформаций конструкций с болтовыми и заклепочными соединениями - *Авиационная промышленность*, № 8, 1987, с.8-10. 2. Васильев С.Л., Громов В.Ф., Макаров А.Ф., Маслов Ю.В., Ярковец А.И. Снижение сборочных деформаций в клепаных панелях - *Авиационная промышленность*, №3, 1989, с.7-10. 3. Макаров А.Ф. Влияние технологии сборки на деформации и напряжения в клепаных панелях - *Авиационная промышленность*, №1, 1989, с.8-11. 4. Ржаницын А.Р. Теория составных стержней строительных конструкций - М.: Стройиздат.. 1948.

Статья поступила в редакцию 24.04.2002 г.

ОСОБЕННОСТИ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ХРУПКИХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ

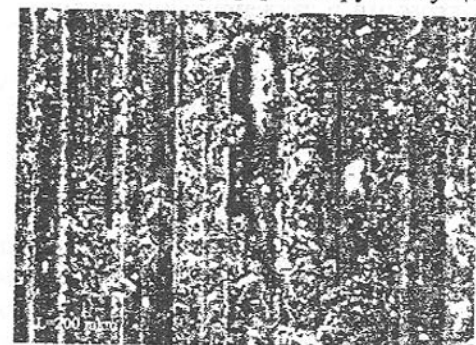
Гусев В.В., Молчанов А.Д., Войтенко В.Л.
(ДонНТУ, ОАО Донецкгормаш, г. Донецк, Украина)

In operation the parameters of the cross-section of an edge generated at diamond grinding of ceramics are defined. Is placed, that the increase of square of an edge carries on to a high probability of brittle failure of ceramics.

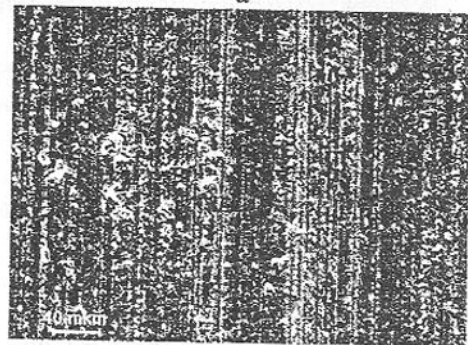
В настоящее время, в мире наблюдается тенденция широкого внедрения изделий из хрупких неметаллических материалов, которые все шире заменяют металлы во многих отраслях промышленности. Это связано, в первую очередь, со снижением себестоимости продукции при одновременном повышении срока службы, надежности и экологической чистоты. Основные показатели машин и механизмов - надежность и коэффициент полезного действия в значительной мере определяются эксплуатационными свойствами деталей и соединений: износостойкостью, коэффициентом трения, пределом выносливости, коррозионной стойкостью и некоторыми другими. В то же время, эксплуатационные свойства задаются состоянием поверхностного слоя деталей, формируемого на стадии изготовления.

Для проведения исследований по определению влияния режимных факторов (скорость круга, скорость детали, глубина резания) и характеристики алмазного инструмента (зернистость круга и разновысотность алмазных зерен) на характер разрушения поверхности хрупких неметаллических материалов использовался электрохимический станок (модели 3672), который работал по плоской схеме шлифования периферией круга. Исследования проводились с образцами, изготовленными из следующих мате-

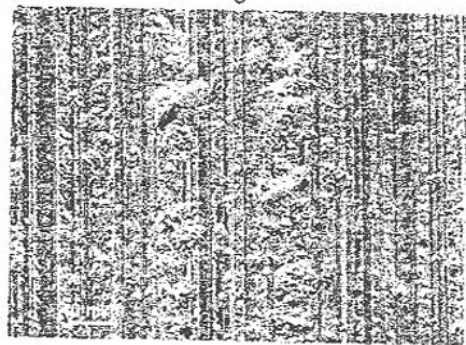
риалов: ситалл (АС370), керамика на основе нитрида кремния (Si_3N_4) и оксида алюминия (Al_2O_3). Образцы представляли собой пластины с размерами $40 \times 12 \times 70$. Пористость керамических образцов составляла 0,1% – 0,2%. Шлифование периферией круга осуществлялось кругами из синтетических



а



б



в

Рис. 1. Вид поверхности после алмазного шлифования: а – керамики на основе оксида алюминия, б – керамики на основе нитрида кремния, в – ситалла

алмазов 1А1 200х20х32 АС6 125/100 – 4- М2-01. Скорость детали была 0,5, 2 и 6 м/мин, скорость круга равнялась 32 м/с. В качестве СОТС использовался 3%-ный раствор кальцинированной соды. Круг правился электроэрозионным методом. Результаты эксперимента фиксировались при помощи профилограф – профилометра мод. 201 и визуально с помощью металлографического микроскопа ММР – 2Р и растрового электронного микроскопа BS340, укомплектованного системой анализа изображения с разрешающей способностью 200×600 пикселей.

Известно [1, 2], что при обработке хрупких материалов, возникающие упругие деформации вносят свои коррективы в формирование микрорельефа. Как показали проведенные исследования при алмазном шлифовании образцов, изготовленных из рассматриваемых хрупких неметаллических материалов, на их поверхности образуются сколы (рис. 1). Они представляют собой кратеры неопределенной геометрической формы, ориентированные в направлении перемещения инструмента. Наиболее крупные сколы образуются за счет слияния совокупности мелких сколов. Геометрические параметры сколов и вероятность их появления зависят от режимных

параметров обработки, характеристики алмазного круга и физико-механических свойств обрабатываемого материала.

Поверхностная плотность образуемых сколов зависит, в первую очередь, от глубины резания и твердости обрабатываемого материала (рис. 2). Очевидно, что при обработке керамических изделий с увеличением твердости обрабатываемого материала, количество дефектов на единице поверхности уменьшается. Это объясняется тем, что менее прочные материалы разрушаются более интенсивно при силовом взаимодействии алмазных зерен и обрабатываемой поверхности. При движении алмазного зерна, во время обработки керамики, возникают сложные упругие деформации сжатия, которые после достижения предела прочности обрабатываемого материала вызывают сколы. Реальные алмазные зерна взаимодействуют с обрабатываемой поверхностью, прежде всего, своими выступающими частями, радиус закругления которых значительно меньше, чем средний радиус алмазной частицы. Остроконечные зерна при обработке ведут к образованию трещин в обрабатываемом материале. В то же время алмазные зерна с большим радиусом закругления, крупной зернистости, диспергируют материал без проникновения трещин вглубь керамики. В этом случае, хрупкое разрушение происходит в горизонтальном направлении, и трещины направленные вглубь практически не проявляются.

Ширина скола также зависит от физико-механических характеристик обрабатываемого материала и режимных параметров шлифования. Влияние глубины резания на изменение ширины скола, при обработке образцов

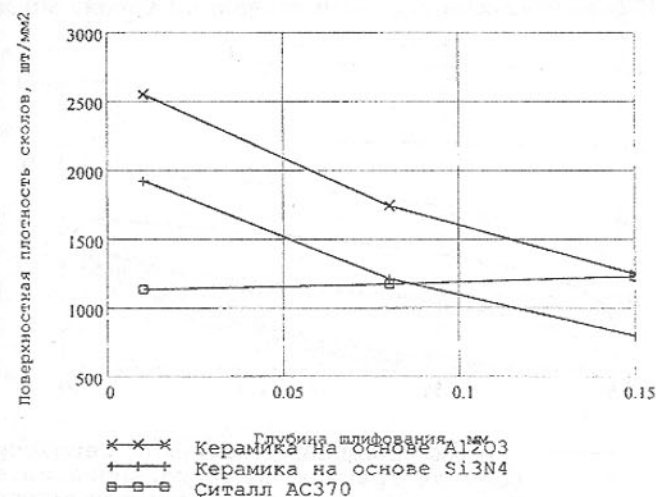


Рис. 2. Влияние глубины шлифования на поверхностную плотность сколов. Шлифование алмазным кругом 1А1 200х20х32 АС6 125/100 – 4- М2-01, скорость детали 0,5 м/мин, скорость круга 32 м/с.

изготовленных из нитрида кремния, носит линейный характер (рис. 3, а). С увеличением глубины резания происходит прямо пропорциональное увеличение ширины скола, при средних значениях от 2 до 6 мкм. При обработке образцов изготовленных из оксида алюминия изменение этого па-

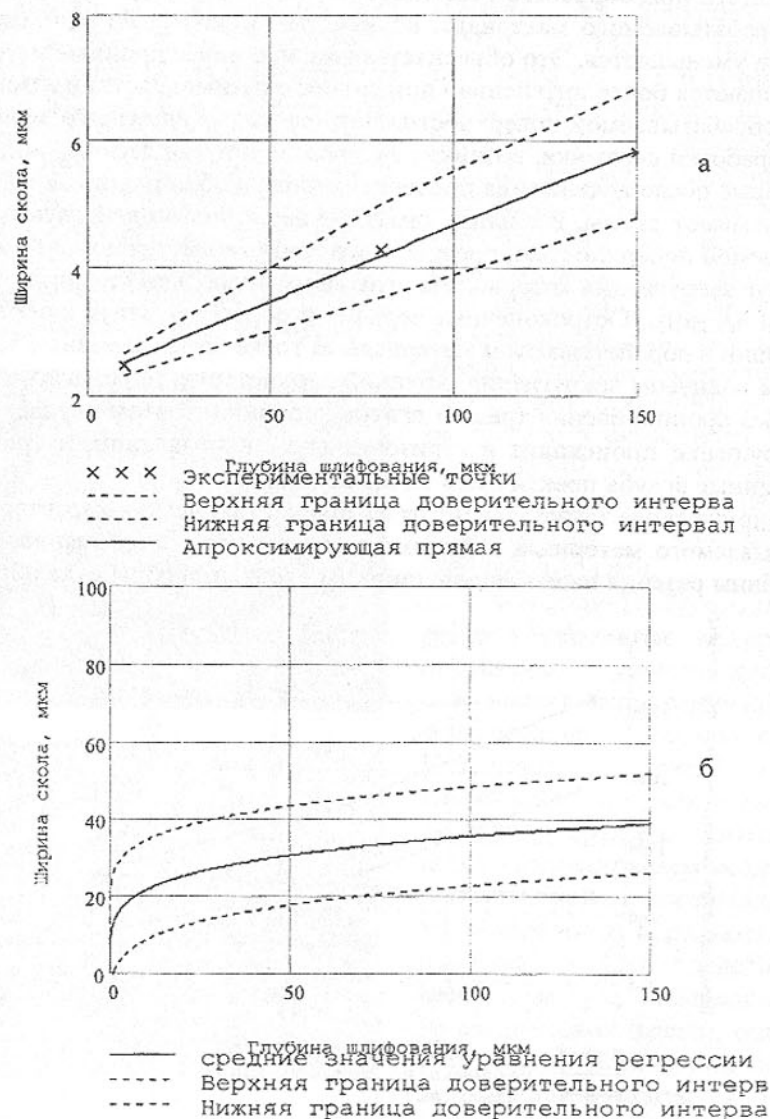


Рис. 3. Влияние глубины шлифования на ширину скола, при скорости детали 0,5 м/мин.: а — керамика на основе нитрида кремния, б — керамика на основе оксида алюминия

метра носит не линейный характер (рис. 3, б). Пластическое разрушение керамики наблюдается на глубине внедрения зерна до 0,01 мм в зависимости от скорости детали. На большей глубине разрушения хрупко — пластическое или хрупкое. Формы поперечных сечений срезов при этих видах разрушения имеют сколы по бокам, либо имеют вид очагов разрушения. В результате дисперсионного анализа результатов исследований изменения ширины скола, образующегося при шлифовании ситалла, было установлено следующее. С достоверностью 0,99 можно сказать, что глубина резания в диапазоне от 0,01 до 0,15 мм при плоском шлифовании не оказывает влияние на характер изменения ширины среза, оставленного алмазным зерном на поверхности ситалла. В этом диапазоне глубин резания образуются сколы со средней шириной равной 16,8 мкм.

Для определения вероятности появления скола определенной ширины построены гистограммы распределения сколов (рис. 4). Выравнивание эмпирических распределений ширины скола проводилось следующими теоретическими законами: нормальным законом распределения, гамма — распределением, бета-распределением, распределением Вейбулла — Гнеденко и экспоненциальным распределением. Для определения соответствия теоретических законов распределения эмпирическим данным применялся критерий Пирсона при уровне значимости 0,01. Проверка этим критерием показала, что во всех случаях подтверждается гипотеза о распределении сколов по закону Вейбулла — Гнеденко. Анализируя эти зависимости можно прийти к выводу, что при обработке данной группы материалов распределение сколов по ширине носит экспоненциальный характер. Так

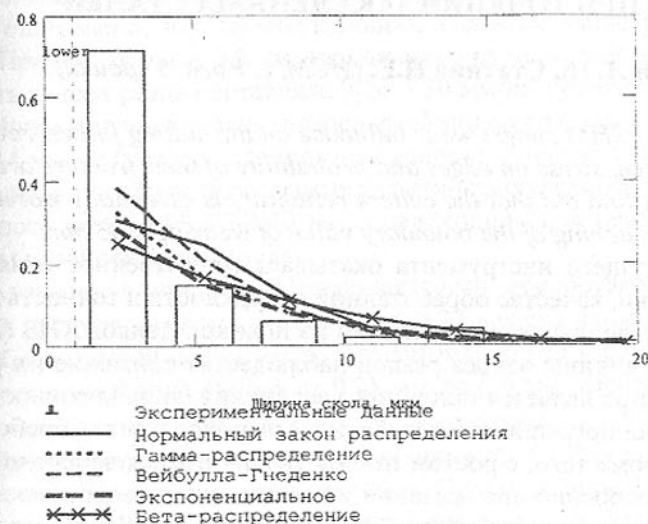


Рис. 4. Распределение сколов по ширине. Алмазное шлифование нитридной керамики, глубина шлифования 0,08 мм.

при шлифовании нитридной керамики, на глубине 80 мкм, 80% всех сколов имеют ширину до 5 мкм.

Проведенные ранее исследования [3] показали, что для адекватного математического моделирования формирования шероховатости поверхности, возникающей при алмазном шлифовании изделий из оксида алюминия, необходимо учитывать вероятностные и геометрические характеристики сколов. Погрешность в определении параметров шероховатости, при моделировании копируемой формой поперечного сечения среза, может достигать 40%, в зависимости от режимов резания и характеристики алмазного круга.

Список литературы: 1. Технологическое обеспечение качества изготовления деталей с износостойким покрытием / Кулагин С.П., Леонов С.Л., Новоселов Ю.К., Татаркин Е.Ю. – Новосибирск: издательство Новосибирского университета, 1993. – 205с. 2. Механическая обработка деталей из керамики и ситалла. / В.А. Хрульков, В.А. Тародей, А.Я. Головань, Ю.М. Буки. – Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1975. – 272с. 3. Молчанов А.Д. Формирование поверхностного слоя изделий из оксидной керамики при алмазном шлифовании: Дис...канд. техн. наук: 05.03.01. – Донецк, 2001. – 224с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ОСОБЕННОСТИ ИЗНОСА РЕЗЦОВ ИЗ ПОЛИКРИСТАЛЛОВ КНБ ПРИ ТОЧЕНИИ ЗАКАЛЕННЫХ СТАЛЕЙ

Девин Л. Н., Стахнив Н.Е. (ИСМ, г. Киев, Украина)

The results of the PSHM cutters wear influence on the cutting forces, roughness of machined surface, stress on edges and probability of their fracture are shown in the article. It is find out that the cutters reliability is essentially worsened up to its fracture at reaching of the boundary value of wearing 0,33 mm.

Износ режущего инструмента оказывает существенное влияние на процесс обработки, качество обработанной поверхности и точность детали. При точении закаленных сталей резцами из поликристаллов КНБ (ПСТМ) по мере роста величины износа резцов наблюдается снижение их работоспособности. Износ является причиной увеличения составляющих сил резания, увеличения погрешности обработки и шероховатости обработанной поверхности. Кроме того, с ростом износа увеличивается вероятность разрушения резца, особенно при врезании и выходе его из зоны резания. Особенно существенно влияние износа при чистовой обработке резцами из ПСТМ, когда глубина резания не превышает 0,2 мм.

Процесс резания инструментами из КНБ характеризуется высокими температурами и давлениями. Механизм износа такого инструмента сложен и в настоящий момент его не представляется возможным описать только аналитическими зависимостями. Проблема усложняется еще тем, что взаимодействующие инструмент и деталь не отличаются высокой химической чистотой, а также стабильностью физико-механических свойств. Поэтому на данном этапе особенности износа резцов из поликристаллов КНБ представляется возможным изучить экспериментальными методами. В данной работе нами использовалась автоматизированная система исследований работоспособности резцов [1] с последующей программной обработкой результатов экспериментов на компьютере.

Для исследований были взяты заготовки ПСТМ из киборита, изготовленные на Опытном заводе ИСМ НАН Украины. Экспериментальные исследования выполняли при точении заготовки из закаленной стали ХВГ (состав стали: С – 1%, Cr – 1%, W – 1,4%, Mn – 1%, Si – 0,3% остальное Fe) твердостью HRC 60–62. Диаметр заготовки $d = 65,0$ мм, длина $L = 80$ мм. Технологические режимы обработки: скорость резания $V = 50$ м/мин; подача $S = 0,036$ мм/об; глубина резания $t = 0,2$ мм. Применяли резец с механическим креплением режущей пластины. Геометрические параметры резца: передний угол $\gamma = -10^\circ$; задний угол $\alpha = 8^\circ$; главный угол в плане $\varphi = 50^\circ$; вспомогательный угол в плане $\varphi_1 = 45^\circ$. Резцы затачивали и доводили на универсально-заточном станке фирмы Safag (Швейцария) алмазными кругами 12A2-45°, 125×32×10×5×32 зернистостью (соответственно 200/160 и 40/28) на связке В2-01 с охлаждением содовым раствором.

Установлено, что преобладающим является износ резца по задней грани. Причем, первые 0,5 км пройденного пути (время до 6 мин) интенсивность износа резца составляла 0,26–0,30 мм/км (участок приработки). В дальнейшем интенсивность износа стабилизировалась и не превышала 0,10–0,14 мм/км (участок стабильного износа). В наших исследованиях, резец из киборита не достигал участка критического износа ($h \geq 0,4$), так как при износе резца $h = 0,37–0,40$ мм. происходил скол режущей кромки со стороны передней грани резца.

Анализируя изменение шероховатости обработанной поверхности (рис. 1), следует заметить, что при $h \leq 0,23$ мм его влияние на шероховатость обработанной поверхности незначительно ($Ra = 0,64 \pm 0,08$ мкм). При увеличении величины износа от 0,23 мм до 0,4 мм высота микронеровностей монотонно возрастала и достигала значения $Ra = 0,87 \pm 0,08$ мкм.

Изменение составляющих сил резания P_x , P_y , P_z в зависимости от величины износа анализировали отдельно. Составляющие P_x , и P_z с увеличением величины износа изменялись незначительно (не более 5–8%). На графике изменения составляющей P_y , можно выделить два участка (рис. 2). На первом участке при $h \leq 0,23$ мм влияние износа на составляющую P_y не-

значительно, ($P_y = 105 \pm 10$ Н). При увеличении величины износа от 0,25 мм до 0,4 мм составляющая P_y монотонно возрастала и достигала значения 270 ± 10 Н.

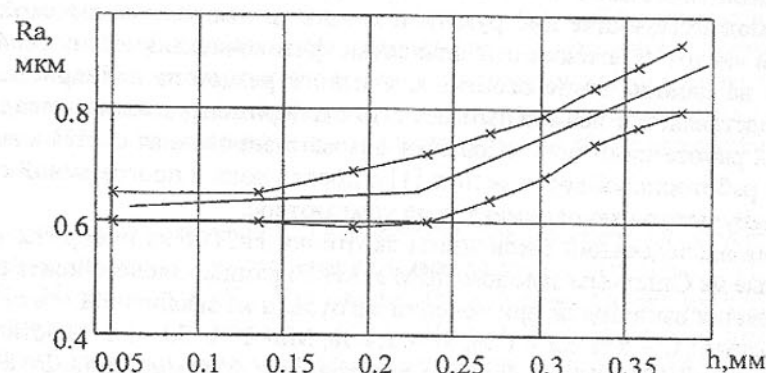


Рис. 1. График изменения величины шероховатости поверхности детали Ra (мкм) в зависимости от величины износа h (мм).

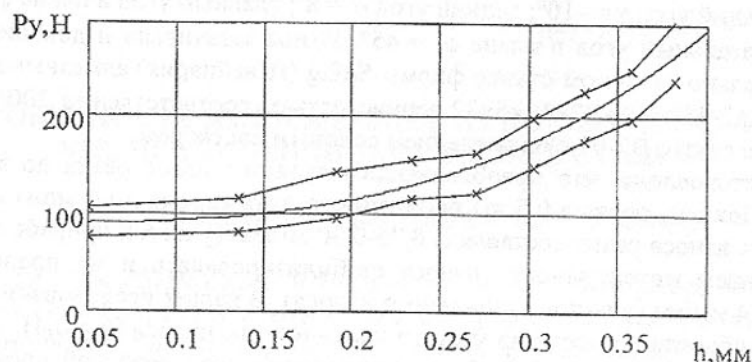


Рис. 2. Графики изменения составляющих силы резания P_y , (Н) в зависимости от величины износа h (мм.).

Полученные экспериментальные данные в дальнейшем использовали для расчета максимальных напряжений, а также вероятности разрушения резца со стороны передней и задней граней. Для расчетов использовали зависимости и алгоритмы расчета, приведенные в работе [2]. Исследования показали (см. рис. 3), что величина максимальных напряжений существенно увеличивалась с ростом износа резца h , и являлась основной причиной, которая вызывала скол вершины резца.

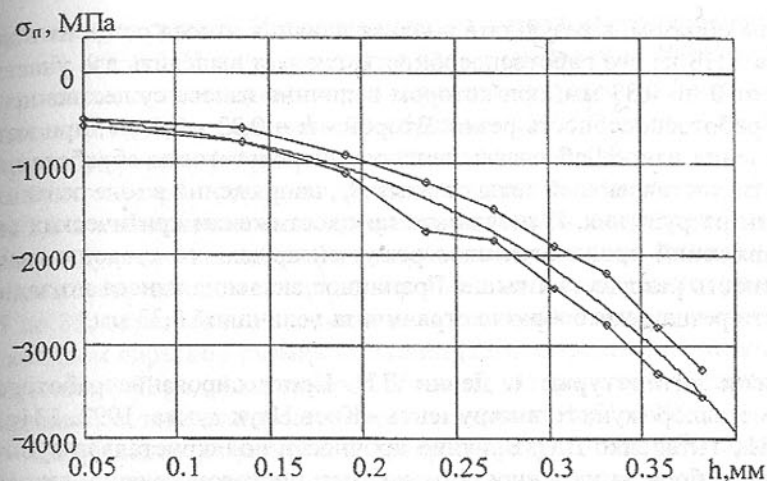


Рис. 3. Графики изменения максимальных напряжений на передней грани резца σ_n (МПа) в зависимости от величины износа h (мм)

Установлено (рис 4), что существенный рост вероятности разрушения резца наступал после достижения величины износа $h = 0,33$ мм. Причина этого — существенное увеличение сжимающих напряжений на передней грани резца, а также переход от сжимающих напряжений к растягивающим на задней грани. Скол вершины резца происходил со стороны передней грани, когда напряжения и вероятности разрушения достигали максимальных значений на передней грани, $\sigma_n = -3400$ МПа, вероятность разрушения $p_n = 0,56$; а по задней $\sigma_s = 490$ МПа, вероятность разрушения $p_s = 0,008$.

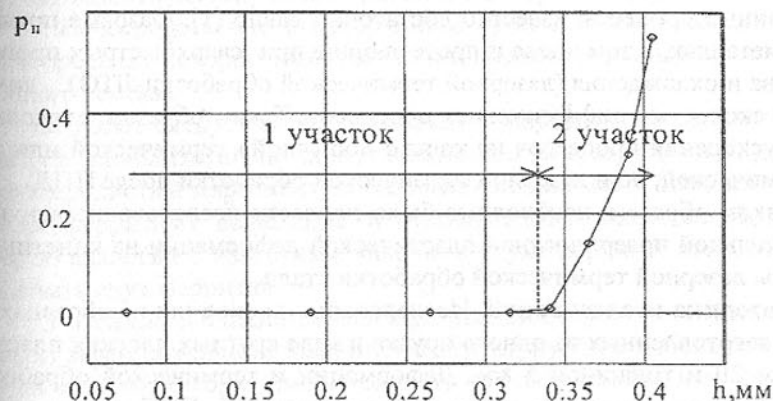


Рис. 4. График изменения величин вероятности p_n скола вершины резца по передней грани в зависимости от величины износа h (мм)

Таким образом, в результате анализа влияния износа резца из поликристаллов КНБ на его работоспособность, следует выделить два участка. Первый – от 0 до 0,33 мм, при котором величина износа существенно не влияла на работоспособность резца. Второй – $h = 0,33 - 0,4$ мм, при котором увеличение износа обуславливает рост шероховатости обработанной поверхности, составляющей силы резания P , напряжений в зоне резания и вероятности разрушения. В результате при достижении критических значений напряжений происходит скол режущей кромки со стороны грани, где вероятность разрушения выше. Граничное значение износа по задней поверхности резца целесообразно ограничить величиной 0,33 мм.

Список литературы: 1. Девин Л.Н. Прогнозирование работоспособности металлорежущего инструмента - Киев Наук думка. 1992.-131с. 2. Девин Л. Н., Титаренко В.Н. Влияние прочности поликристаллов кубического нитрида бора на надежность резцов при чистовом точении закаленных сталей // Сверхтвердые материалы— 2000— № 5- С. 56-62.

Статья поступила в редакцию 16.05.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ НА ФОРМИРОВАНИЕ ЛАЗЕРНО-ЗАКАЛЕННЫХ СЛОЕВ

Девойно О.Г., Кардаполова М.А. (БНТУ, г. Минск, Беларусь)

The outcomes of influence of preliminary plastic deformation on a kinetics and outcomes of laser thermal processing of steel are given.

Влияние предварительной пластической деформации (ППД) на диффузионные процессы известно достаточно давно [1]. Фазовые превращения в металлах, в том числе и протекающие при сверхбыстрых процессах нагрева и охлаждения (лазерной термической обработки-ЛТО), лимитируются скоростью диффузионных процессов. Таким образом, следовало ожидать ускорения процессов не только «обычной» термической или химико-термической, но и лазерной термической обработки после ППД.

Таким образом, необходимо было провести исследование влияния предварительной поверхностной пластической деформации на кинетику и результаты лазерной термической обработки стали.

Методика исследований. Исследования проводили на образцах из стали 45, изготовленных из одного прутка в виде круглых плоских пластин диаметром 20 и толщиной 5 мм. Деформации и термической обработке подвергали одну из плоских торцовых поверхностей. ППД представляла собой обкатку поверхности образца стальным закаленным роликом шириной 3 мм по спиральной траектории (от центра наружу), при частичном

перекрытии траекторий. Исходная средняя высота микронеровностей составляла $R_a 4.2 \pm 0.2$. Усилие обкатки меняли в пределах от 400 Н до 2000 Н. ЛТО проводили при следующих режимах: диаметр луча - 3,5 мм; скорость перемещения луча по поверхности образца - $15 \cdot 10^{-3}$ мм/с, Коэффициент перекрытия дорожек лазерного излучения составлял 0,8.

Рентгеноструктурное исследование производили на дифрактометре ДРОН-3,0 в кобальтовом монохроматизированном излучении. Были проведены следующие исследования: определение периода кристаллической решетки железа методом экстраполяции по пяти линиям в интервале углов от 25 до 83; определение знаков и величин сумм главных напряжений 1 рода методом обратной съемки по линии (220); определение величин микронапряжений (II рода) и размеров областей когерентного рассеяния (блоков мозаики) методом аппроксимации по линиям (110) - (220).

Обсуждение результатов. Микроструктура слоя ЛТО имела классический вид, описанный в литературе [2]: зоны лазерной закалки чередуются с зонами отпуска от последующих проходов лазерного луча, т.е. на поверхности образцов чередовались зоны мартенсита закалки и мартенсита отпуска. Заметим, что рентгеновские съемки производились под углом к направлению хода луча (угол составлял 15-20 градусов), т.е. таким образом, чтобы щель дифрактометра шириной 0,5 мм перекрывала все структурные зоны обработанной поверхности, а анализ давал бы усредненные результаты.

Визуально не было обнаружено изменений структуры по глубине слоя ЛТО: мартенситная структура скачкообразно переходит в структуру сердцевин (феррито-перлитную), что указывает на большую крутизну градиента температуры при ЛТО. В то же время нагрев был недостаточно длительным, чтобы произошло выравнивание состава аустенита по углероду; мартенситную зону можно разделить на три интервала:

1. Непосредственно к поверхности прилегает зона толщиной 50-70 мкм, в пределах которой имеется только мелкоигольчатый мартенсит постоянного состава.

2. Далее следует зона, где наряду с мартенситом среднеуглеродистым (т.е. приблизительно соответствующим составу стали 45), имеется малоуглеродистый мартенсит, образовавшийся на месте бывших зернограницных ферритных выделений и отличающийся повышенной травимостью, по аналогии с известным явлением «духа перлита» это можно было бы назвать «дух феррита»

3. Вблизи сердцевин границы бывших перлитных (ныне мартенситных) зерен сохранили ферритную структуру. Это небольшая зона неполной закалки, которая имеет толщину не более 50 мкм, и то лишь в наиболее глубоких слоях.

Характерное распределение твердости по глубине закаленного слоя представлено на рис. 1.



Рис. 1. Характерное распределение твердости по глубине слоя: 1 - среднеуглеродистый мартенсит; 2 - малоуглеродистый мартенсит; 3 - перлит; 4 - феррит сердцевины.

Рассмотрение приведенных данных показывает следующее. В глубину слоя твердость мартенсита повышается. Это обусловлено тем, что закалка при ЛТО является следствием охлаждения за счет внутреннего теплоотвода. Сказанное относится не только к средне-, но и к малоуглеродистому (зернограничному) мартенситу. Таким образом, наибольшая доля поверхности, слоя, упрочненного ЛТО (приблизительно 2/3), имеет твердость, соответствующую структуре низкоотпущенного мартенсита (в переводе на твердость по Роквеллу - около 48-50 единиц).

Как до, так и после ЛТО металл образцов представлял собой твердый раствор на основе α - железа. Период его кубической решетки мог претерпевать изменения вследствие как изменений состава, так и напряженного состояния при ЛТО; поэтому имело смысл попытаться отыскать эти изменения. Результаты расчетов периода решетки железа методом экстраполяции приведены на рис. 2.

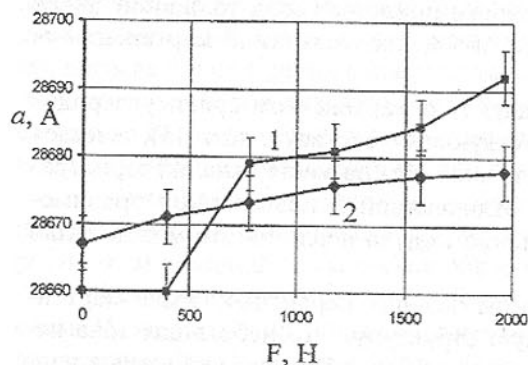


Рис. 2. Влияние усилия ППД на период решетки: 1 - до лазерной термообработки, 2 - после лазерной обработки

Таким образом, среднее значение периода решетки железа возрастает с увеличением степени деформации.

Определение микронапряжений производили методом аппроксимации согласно методике, подробно описанной в [3], с той разницей, что определение поправок на дублетность α_1 - α_2 и истинной ши-

рины линии проводилось не графически, а вычислениями на ПЭВМ, что резко повысило точность результатов. Кроме того, планиметрирование линий (110) и (220) производили путем численного интегрирования функции, заданной таблично, по специально составленной программе.

Необходимость определения уширения двух линий разного порядка отражения от одной плоскости (110) вызывалась требованием определить причину уширения линий, т.е. преобладающую роль напряжений II рода или дробления блоков мозаики. В первом случае уширение пропорционально тангенсу, во втором - косинусу угла θ , поэтому, если удовлетворено отношение:

$$\frac{\beta_{2H2K2L}}{\beta_{HKL}} \geq \frac{\operatorname{tg} \theta_{2H2K2L}}{\operatorname{tg} \theta_{HKL}},$$

Это означает, что основным видом микродефектов структуры являются напряжения II рода (уравновешиваемые в объеме одного зерна), т.е. неравномерная упругая деформация решеток отдельных зерен. Согласно проведенным расчетам, во всех исследованных образцах после ЛТО уши-

рение линий было вызвано именно напряжениями II рода. Результаты расчетов методом аппроксимации представлены на рис. 3.

Я.С. Уманский, справедливо указывая на недостаточно высокую точность расчетов по методу аппроксимации (что можно, впрочем, в значительной степени отнести на счет широкого применения графических методов и низкой точности вычислительных устройств, применявшихся в то время [4]), рекомендует оценивать результаты таких расчетов лишь как полуколичественные. Усовершенствовав, однако, этот метод, мы смогли установить тесную корреляцию величин микроскажений с другими структурными и технологическими фак-

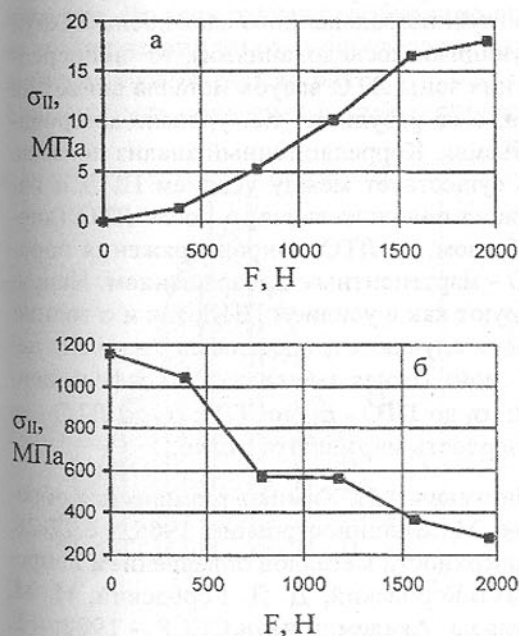


Рис. 3. Влияние усилия ППД на напряжение II рода: а - до лазерной термообработки, б - после лазерной обработки

торами, исследовавшимися в данной работе.

В отличие от сказанного выше, определение напряжений, уравнивающих в объеме детали в целом, носило в данном случае полукочественный характер. Таким образом, полученные значения не могут считаться точными, так как в некоторых случаях их величины превосходят предел прочности стали.

Результаты расчета суммы главных напряжений полиции (220) методом центра тяжести приведены в табл. 1.

По полученным данным видно, что ППД создает на поверхности металла остаточные напряжения сжатия, а сочетание ППД и ЛТО - растягивающие напряжения, уменьшающиеся по мере роста степени деформации.

Таблица 1 – Влияние ППД на сумму главных напряжений

Таблица 1. Влияние ППД на сумму главных напряжений							
Усилие ППД, Н		0	392	784	1176	1568	1960
$\sigma_1 + \sigma_2$, МПа	до ЛТО	нет	-480	-400	-80	-400	240
	после ЛТО	+1200	+480	+400	+590	+240	-1830

Выводы. Таким образом, если предварительная пластическая деформация приводит к увеличению глубины закаленного слоя после ЛТО (и это было установлено предшествующими исследованиями), то непосредственно на скорость распространения зоны ЛТО вглубь металла влияет не усилие или величина деформации, а ее результат, т.е. уровень микронапряжений в приповерхностных объемах. Корреляционный анализ показал, что наиболее тесная зависимость существует между усилием ППД и напряжениями II рода ЛТО (корреляция положительная) и после ЛТО (корреляция отрицательная). Таким образом, до ЛТО микронапряжения порождаются деформацией, а при ЛТО - мартенситным превращением. Напряжения I рода после ЛТО коррелируют как с усилием ППД, так и с толщиной слоя, причем корреляция в обоих случаях отрицательная: градиент напряжений тем круче, чем тоньше слой; Тесная зависимость (коэффициенты свыше 0,8) существует в парах: σ_I до ЛТО - σ_{II} до ЛТО; σ_{II} до ЛТО - σ_I после ЛТО; усилие ППД - микротвердость мартенсита в слое.

Список литературы: 1. Минкевич А.Н. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Изд. 2-е, М.: Машиностроение, 1965, - с.27-28. 2. Массоперенос при обработке поверхности металлов оплавлением непрерывным лазерным излучением / И.Б.Боровский, Д. Д. Городский, И. М. Шарафеев, С. Ф. Морящев. // Доклады Академии наук СССР. - 1982. - Т. 263, № 3. - С. 616 - 618. 312. 3. Горелик С.С., Расторгуев Л.Н., Скаков Ю.А. Рентгенографический и электронно-оптический анализ. Изд. 2-е. М.: Металлургия, 1970.- 256 с. 4. Уманский А.Ф. Рентгенография металлов и полупроводников: М.: Металлургия, 1969.

Статья поступила в редакцию 16.05.2002 г.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЕРОЯТНОСТНЫХ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Деркач А.В (ДонНТУ, Донецк, Украина)

In this article the features of a choice of form of loading models submitted as the distribution laws are considered. The properties of beta-distribution, gamma-distribution, logarithmic normal and bilateral exponential distributions are considered.

Одной из характерных особенностей нагруженности оборудования циклического действия является статистическое рассеивание из-за вариации режимных параметров, при этом технико-экономическими причинами обусловлено изменение средних значений режимных параметров. В совокупности со значительным числом циклов нагружения эти особенности обусловили важность точного определения характеристик нагруженности, используемых при расчетах на усталостную, статическую прочность и надежность. Во всех случаях необходимо представить в аналитической форме эмпирический закон распределения нагрузки, на основе которого определяются параметры (см. рис.1):

1. вероятность появления нагрузки определенного уровня p , на основании которой назначается допускаемая нагрузка из условия статической прочности Q_p

$$Q_p = \bar{Q} + t(p)\sigma_Q; \quad (1)$$

2. коэффициент долговечности K_m , соответствующий начальному моменту m -го порядка (зависящего от вида деформации)

$$K_Q = m \sqrt[m]{\sum_{i=1}^N (Q_i^m) n_i}; \quad (2)$$

3. опираясь на аналитическую модель режима нагружения, можно определить показатели надежности оборудования, например, закон распределения отказов $f(Q > [Q])$.

Эффективность решения

перечисленных задач зависит главным образом от принятой модели нагрузки в виде функции, описывающей закон распределения Q .

Традиционно для решения вопроса о виде функции, наиболее точно

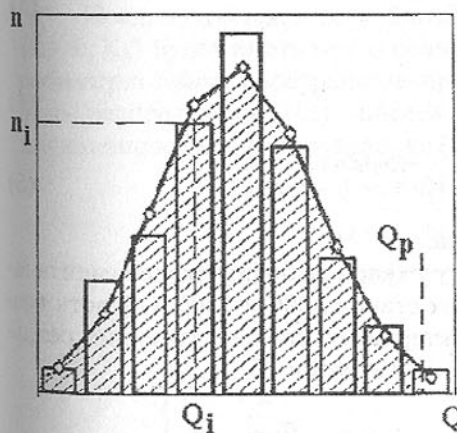


Рис. 1. Закон распределения нагрузки и его характеристики

описывающей эмпирические данные, используются рекомендации общего характера и критерии согласия (например, Колмогорова-Смирнова или Пирсона), а окончательное решение зависит от опыта и квалификации исследователя. Такой подход обладает несколькими недостатками:

- 1) критерии согласия позволяют оценить адекватность экспериментальных данных гипотезе, но оставляют открытым вопрос о соответствии принятой модели экспериментальным данным;
- 2) критерии согласия не позволяют выбрать из нескольких конкурирующих гипотез, прошедших тест, наилучшую с точки зрения адекватности результатов расчета параметров 1)-3);
- 3) отсутствует анализ погрешностей, получаемых при определении Q_p , K_Q , $f(Q > [Q])$, при принятии моделей нагрузки в виде определенных законов распределения.

Очевидно, что от вида принятой модели во многом зависит получаемый результат решения перечисленных выше задач.

В работе анализ формы экспериментально полученных распределений проведен на основе известного метода топографической идентификации. Метод предполагает определение значений коэффициентов асимметрии As (3), контрэксцессов k (4) и коэффициентов энтропии K_h (5) для экспериментального прототипа закона нагружения и его аналитической модели с последующим сравнением результатов:

$$As = \frac{\mu_3}{\mu_2^{3/2}}, \quad (3)$$

$$k = \sqrt{\frac{\mu_2}{\mu_4}}, \quad (4)$$

$$K_h = \frac{\Delta Q}{2\sigma} 10^{-\sum_i n_i \lg(n_i)}, \quad (5)$$

где μ_j — центральный момент j -го порядка.

В качестве прототипа законов нагружения выбраны экспериментальные данные о нагруженности прокатных станов 3000 и 1300. Область возможных значений статистических характеристик, соответствующих реально встречающимся законам распределения нагрузок:

$$0.2 \leq \frac{\bar{Q}}{[Q]} \leq 0.8; \quad 0.05 \leq \frac{\sigma}{Q} \leq 0.25;$$

$$-1.2 \leq As \leq 1.2; \quad 0.35 \leq k \leq 0.75; \quad 1.6 \leq K_h \leq 2.066.$$

Указанным значениям соответствуют одномодальные распределения: как более островершинные, чем нормальное, так и с уплощенной вершиной.

В настоящей работе сделана попытка сравнительного анализа

свойств нескольких распределений, используемых в качестве моделей нагрузки в расчетах на прочность: бета-(6), гамма-(7), логарифмического нормального (8) и двустороннего экспоненциального (9)

$$p(Q) = \frac{\partial(\alpha + \beta)}{\partial(\alpha)\partial(\beta)} \cdot Q^{(\alpha-1)}(1-Q)^{(\beta-1)}, \quad (6)$$

$$p(Q) = \frac{\beta^\alpha}{\partial(\alpha)} Q^{(\alpha-1)} e^{-\beta Q}, \quad (7)$$

$$p(Q) = \frac{1}{Q\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-0.5 \left(\frac{\ln Q - \ln(\bar{Q})}{\sigma} \right)^2}, \quad (8)$$

$$p(Q) = \frac{\alpha}{2\lambda\sigma\Gamma(1/\alpha)} e^{-\left| \frac{Q - \bar{Q}}{\sigma\lambda} \right|^\alpha}, \quad (9)$$

где: $\lambda = \sqrt{\frac{\partial(1/\alpha)}{\partial(3/\alpha)}}$, α , β — параметры распределений, характеризующие их

форму (для каждого из распределений одноименные параметры принимают свои значения);

$\bar{Q}$, σ — среднее арифметическое и среднее квадратичное отклонения нагрузки Q .

Предполагается, что у близких по форме моделей в пространстве $\{As, k, K_h\}$ будет иметь место совпадение координат. Каждая из моделей в рассматриваемом пространстве представляется поверхностью (например, бета-распределение(10)), линией (гамма распределение и двустороннее экспоненциальное распределение (11), (12) соответственно).

$$k_h = \frac{(2.0966 - 0.563|As| - 0.019|As|^2 - 2.655k)}{(1 - 0.266|As| - 1.26k)} \quad (10)$$

$$k_h = 2.102 - 0.138A_s^2 + 0.0216 \ln(k)/k^2 \quad (11)$$

$$\begin{cases} k_h = \sqrt{\frac{\pi e}{2}} - 5.2(1/\sqrt{3} - k)^2 \text{ при } k < 0.577 \\ k_h = \sqrt{\frac{\pi e}{2}} - 69.4(k - 1/\sqrt{3})^3 \text{ при } k \geq 0.577 \end{cases} \quad (12)$$

Графическое представление места точек, соответствующих распределениям (6, 7, 9) приведено на рис. 2.

Проведенные исследования показали, что каждое из рассмотренных распределений обладает характерными особенностями, существенно влияющими на результаты выбора модели.

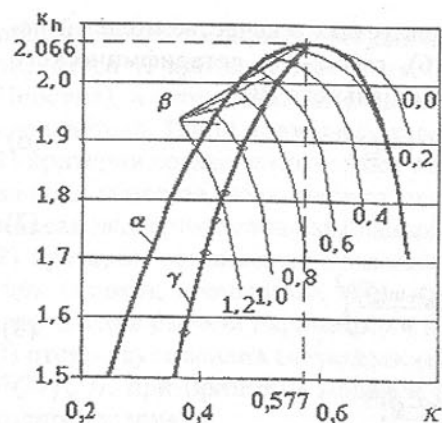


Рис. 2. Топографическая идентификация моделей: β - (6), γ - (7), α - (9).

описывающих типизированные законы распределения нагрузки.

3) Двустороннее экспоненциальное распределение может трактоваться как частный случай бета-распределения, поскольку топографические характеристики сравниваемых распределений различаются на величину, сопоставимую с погрешностью, вносимой из-за ограниченного объема экспериментальной выборки. Такая замена целесообразна при выполнении условия $|\bar{Q} - Q| \geq 3\sigma$, то есть для случая режимов нагружения средней тяжести, когда различие между ограниченным бета-распределением и неограниченным двусторонним экспоненциальным распределением несущественно.

4) Учет значения асимметрии при выборе модели нагрузки так же имеет свои особенности. Анализ показал, что при небольших коэффициентах вариации ($v < 0.1$) в качестве модели может использоваться симметричный закон распределения (10) даже при предельных значениях асимметрии ($|As| \approx 1.2$).

5) Использование модели нагрузки в виде логарифмического нормального распределения по-видимому представляется неудачным, поскольку в случае существенной асимметрии исходных данных ожидается, что значение квантильного коэффициента, соответствующего вероятности 0,9986 может превышать $t_{p=0.9986} > 10$, что для реальных эксплуатационных режимов нагружения практически не реализуется.

Как показали результаты численного моделирования, несмотря на различия в математическом представлении моделей, в рассматриваемом диапазоне характеристик нагруженности коэффициент переменности режимов нагружения не зависит от значений асимметрии и контрэксцесса и может быть описан с использованием зависимостей, выведенных для нор-

1) Топографические характеристики бета-распределения инвариантны к значениям асимметрии. Таким образом, поверхность, описываемая (10) симметрична относительно плоскости $\{k=0, As\}$.

2) Бета распределение может заменять гамма-распределение, поскольку их форма идентична при одинаковых положительных значениях асимметрии эмпирического распределения. Таким образом, гамма-распределение может быть исключено из перечня «независимых» моделей,

мального распределения:

$$\left. \begin{aligned} K_{Q_3} &= (1 + 3v^2)^{\frac{1}{3}} \\ K_{Q_6} &= (1 + 15v^2 + 45v^4 + 15v^6)^{\frac{1}{6}} \\ K_{Q_9} &= (1 + 36v^2 + 378v^4 + 1260v^6 + 94545v^8)^{\frac{1}{9}} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Проведенный анализ позволяет утверждать: что при идентификации эксплуатационных режимов нагружения с целью определения максимальной нагрузки и коэффициента переменности режима нагружения достаточно использовать распределения (6) и (9), поскольку они соответствуют реально встречающимся условиям.

Список литературы: 1. П.В. Новицкий, И.А. Зограф. Оценка погрешностей результатов измерений. - 2-е изд. перераб. и доп. - Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1991. - 304 с. 2. Горелик В.С., Деркач А.В. Синтез и классификация эксплуатационных режимов нагружения прокатных станов / Металл и литье Украины. № 5. 1996. - С. 29-32.

Статья поступила в редакцию 16.05.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ НА СНИЖЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПОДШИПНИКОВЫХ ЩИТАХ КРУПНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Дрыга А.И. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

The process researches results of influence of vibrostabilization processing on afterstrain reduction in bearing panels of large energy equipment on base of new technology, which provides increasing of products stability and reliability are presented.

К деталям подшипниковых щитов крупного энергетического оборудования предъявляются высокие требования к надежности, точности и качеству.

После вырезки заготовок, зачистки, сварки и механообработки детали подшипниковых щитов должны подвергнуться вибростабилизирующей обработке (ВСО) для снижения остаточных напряжений (ОН) и обеспечения стабильности размеров деталей.

В мире накоплен положительный опыт применения ВСО при изготовлении крупных корпусных деталей энергетического оборудования [1-9]. Однако подшипниковые щиты не могут быть изготовлены по традиционной технологии.

Для отработки новой технологии изготовления осесимметричных подшипниковых щитов были проведены экспериментальные исследования.

Схема изготовления подшипниковых щитов по новой технологии (рис. 1), предусматривает контроль ОН после операций сварки, механической обработки, сборки и ВСО.

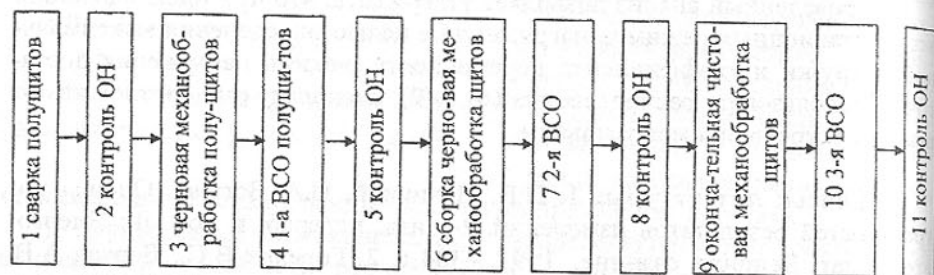


Рис. 1. Схема технологического процесса изготовления подшипниковых щитов, ВСО и контроля ОН.

Конструктивно исследуемые подшипниковые щиты состоят из двух половинок (1 и 1а, 2 и 2а, 3 и 3а). На рис. 2 и 3 приведены схемы осесимметричных подшипниковых щитов.

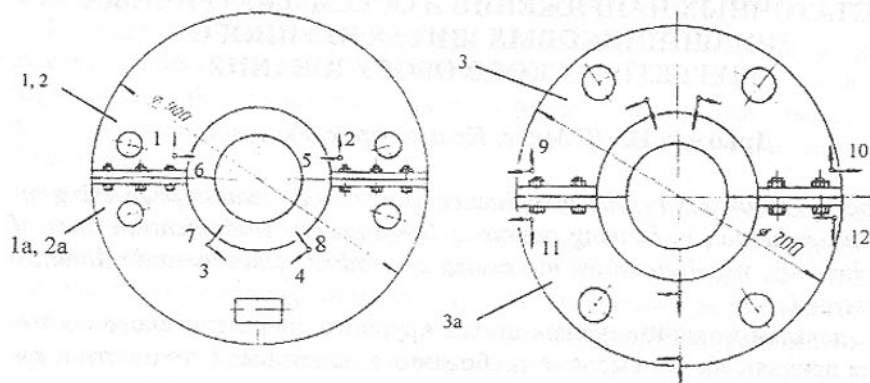


Рис. 2. Схема подшипниковых щитов 1, 2: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – точки замера напряжений.

Рис. 3. Схема подшипникового щита 3: 9, 10, 11, 12 – точки замера напряжений.

Материал Ст. 3. Масса подшипниковых щитов 1, 2 диаметром 900 мм – 105 кг, а щита 3 диаметром 700 мм – 74 кг. Каждая половина (полуцифр) представляет собой напряженно неуравновешенную сварную конструкцию, а поэтому полуцифры должны подвергаться ВСО. После сварки полуцифр проходит первую ВСО. Затем полуцифры спариваются друг с другом на болтах, обтачиваются по диаметрам и посадочным плоскостям, а после завершения черновой механической обработки проходят вторую ВСО. Завершающая, третья ВСО производится после окончательной чистовой механической обработки подшипникового щита. Так как масса щитов 1, 2, 3 невелика (74...105 кг), то в чистом виде ВСО затруднена.

Для эффективности процесса щиты закрепляются на специальном стенде – массивной жесткой тумбе, установленной на виброизолирующем основании. Схема проведения ВСО подшипниковых щитов представлена на рис. 4.

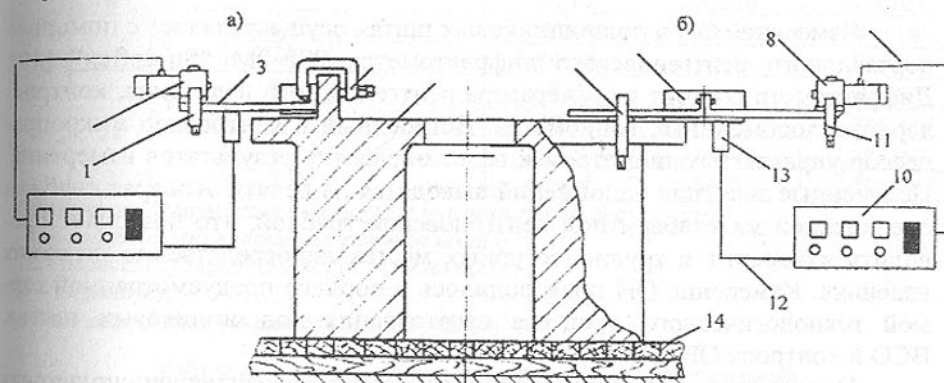


Рис. 4. Схемы ВСО подшипникового полуцифры (а) и щита в сборе (б): 1, 4, 6, 11 – прижим; 2, 8 – вибровозбудитель; 3 – полуцифр; 5 – тумба; 7 – щит в сборе; 9, 12 – кабельная линия; 10 – пульт управления; 13 – датчик вибрации; 14 – виброизолирующее основание.

Половинка щита (рис. 4а) крепится так, чтобы наибольшие перегрузки во время ВСО действуют в зоне сварных швов.

В сборе подшипниковые щиты подвергаются ВСО в два захода с последовательным закреплением вибратора на каждой из половинок щита при консольных креплениях с поворотом на 180° на тумбе (рис. 4б).

Сеансы ВСО по 15 мин для каждого закрепления вибровозбудителя. Обработка по 3...5 мин на каждой резонансной частоте детали и около 5 мин при плавном прохождении всего диапазона частот (2000...8300 об/мин) вибровозбудителя при дебалансе 40%.

Ниже в таблицах 1 и 2 приведены параметры ВСО полуцифров и щитов в сборе.

Таблица 1 – Параметры ВСО подшипниковых полуштитов.

№ полушита	Частота резонанса f , об/мин	Амплитуда вибрации, усл. ед.		Ток двигателя при ВСО, А	
		начальная A_0	конечная A_1	в начале I_0	в конце I_1
1	8195-8175	60...75	30...35	24	20
1а, 2	7450-7550	70	30...40	20	18
2а	2950-3100	80...100	0...20	24	15
3, 3а	8260-8200	50...60	20...30	15	13

Таблица 2 – Параметры ВСО подшипниковых щитов в сборе.

№ щита	Частота резонанса f , об/мин	Амплитуда вибрации, усл. ед.		Ток двигателя при ВСО, А	
		начальная A_0	конечная A_1	в начале I_0	в конце I_1
1 и 2	7300-6000	90	70	6	6
3	7800-7620	60...50	55...40	2	2

Измерение ОН в подшипниковых щитах осуществлялось с помощью портативного рентгеновского дифрактометра PSF-2M "Strainflex" [10]. Дифрактометр состоит из генератора рентгеновского излучения, контроллера, теплообменника, гониометра. Встроенный в контроллер микропроцессор управляет гониометром и ведет обработку результатов измерений. Полученные значения напряжений выводятся на печать. Аппарат снабжен специальной малогабаритной рентгеновской трубкой, что позволяет проводить измерения в труднодоступных местах непосредственно на самих изделиях. Измерение ОН производилось в порядке предусмотренной схемой технологического процесса изготовления подшипниковых щитов, ВСО и контроля ОН (рис. 1).

Напряжения измерялись в точках в двух взаимноперпендикулярных направлениях, указанных стрелками. Местоположение контролируемых точек (рис. 2 и 3), выбрано так, чтобы охватить все типичные места концентрации напряжений:

1) вблизи выхода сварного шва на боковую поверхность – точки 9, 10, 11, 12;

2) в узле сварных швов – точки 1, 2, 5, 6;

3) в центральной части щита, рядом со сварным швом (под углом 45° к плоскости разреза щита) – точки 3, 4, 7, 8.

Результаты измерений напряжений, произведенных с помощью рентгеновского дифрактометра PSF-2M "Strainflex" приведены в таблицах 3 и 4.

Дополнительные напряжения, вносимые при механической обработке, сборке и т.д., снижаются путем ВСО после каждой технологической операции (рис. 1). Общая картина изменения напряжений в точке 3, подшипникового щита 1 представлена на рис. 5.

Таблица 3 – Остаточные напряжения в подшипниковых щитах 1, 2.

№ щита	№ полушита	№ точки	Ориентация σ	Напряжения σ в МПа после операций			
				сварки полуштитов	первой ВСО полуштитов	второй ВСО щитов	третьей ВСО чистых щитов
1	1	1	$\perp$		-108±16	-81±8	-74±26
			$\Rightarrow$		-69±2	-72±20	-79±13
		2	$\perp$		-138±72	-48±48	-51±8
			$\Rightarrow$		-66±36	-18±26	-22±16
	1а	3	R	-111±22	-54±22	-48±13	-76±0,0
			τ	-144±11	-96±0,0	-111±24	-85±18
		4	R	-120±16	-108±0,0	-84±30	
			τ	-168±0,0	-120±0,0	-132±4	
2	2	5	$\perp$		-120±25	-76±6	-111±9
			$\Rightarrow$		-75±6	-60±26	-71±16
		6	$\perp$		-132±40	-30±39	-124±18
			$\Rightarrow$		-84±56	-91±11	-80±14
	2а	7	R	-48±16			-46±6
			τ	-78±42			-78±10
		8	R	-0,0±16	-18±26	-39±16	
			τ	-114±45	-84±13	-81±15	

Примечание: Ориентация измеренных напряжений σ обозначена:

$\Rightarrow$ – параллельно плоскости разреза щита;

$\perp$ – перпендикулярно плоскости разреза щита;

R – по радиусу;

τ – по касательной (перпендикулярно радиусу).

Таблица 4 – Результаты измерений ОН напряжений в подшипниковом щите 3.

№ щита	№ полушита	№ точки	Ориентация σ	Напряжения σ в МПа после операций			
				сварки полуштитов	первой ВСО полуштитов	второй ВСО щитов	третьей ВСО чистых щитов
3	3	9	$\perp$		-162±8	-129±6	-147±12
			$\Rightarrow$		-126±25	-132±26	-110±22
		10	$\perp$		-36±28	-36±6	-26±5
			$\Rightarrow$		-45±24	-30±23	-17±20
	3а	11	$\perp$		-204±27	-174±28	-156±2
			$\Rightarrow$		-192±22	-84±13	-75±10
		12	$\perp$		-141±10	-150±10	-98±9
			$\Rightarrow$		-144±8	-144±6	-116±4

Величины дополнительных технологических напряжений зависят от многих факторов (скорости резания, толщины снимаемой стружки и т.д.), а поэтому могут иметь множество значений на каждом этапе. Замер их не производился при проведении экспериментов поскольку они имеют про-

межточные значения. Максимальные значения суммарных напряжений, учитывающих эти дополнительные технологические, обозначены поэтапно соответственно А, А', А'', В, В', В'' и т.д. (рис. 5). Они носят условный характер и предназначены для наглядной иллюстрации характера изменений напряжений при изготовлении щитов по новой технологии.

Из анализа результатов исследования влияния ВСО на процесс изменения ОН в подшипниковых щитах 1, 2, 3, представленных в таблицах 3 и 4 следует, что ОН понизились во всех точках по сравнению с исходными после сварки.

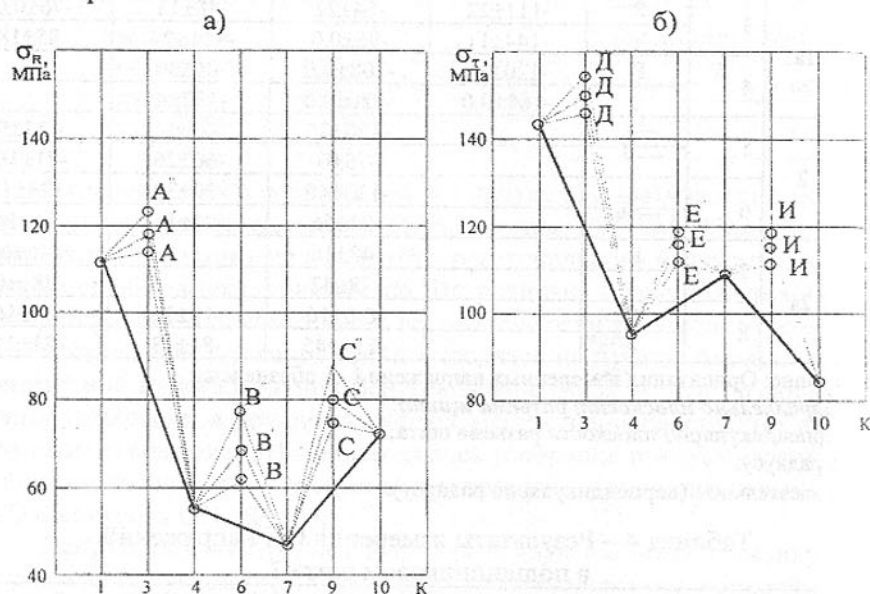


Рис. 5. График изменений напряжений σ_R, σ_T в точке 3 подшипникового щита 1:

- после сварки, первой, второй, третьей ВСО;
 - - - с учетом дополнительных технологических напряжений после черновой, чистовой механообработки, сборки;
- 1, 3, 4, 6, 7, 9, 10 – номера позиций по схеме техпроцесса (сварка, контроль ОН, черновая механообработка, первая ВСО и т.д.)

Напряжения в результате поэтапных ВСО практически во всех местах в среднем однородны после третьей ВСО в основном не превышали $0,5 \sigma_T$ и близки в готовых щитах к уровню 70...80 МПа.

При механических характеристиках Ст.3 ($\sigma_T = 240$ МПа, $\sigma_B = 380$ –490 МПа), такой уровень ОН в сварных конструкциях вполне приемлем. Таким образом при этой технологии изготовления ответственных сварных деталей энергетического оборудования с проведением поэтапной ВСО

обеспечивается безопасный низкий и однородный уровень ОН в готовых изделиях. Эксперименты подтвердили высокую эффективность новой технологии изготовления подшипниковых щитов, обеспечивающей повышение их качества и надежность.

Список литературы: 1. Сагалевиц В.М. Методы устранения сварочных деформаций и напряжений. – М.: Машиностроение, 1974. – 248 с. 2. Дрыга А.И. Оборудование для вибростабилизирующей обработки корпусных деталей // Энергомашиностроение. М. – 1987. – №7. 3. Manufacturers of Superior Vibratory Stress Relief Equipment // VSR, Incorporated, Princeton. 1987. 4 p. 4. Vibrations – Stabilisieren gegen Verzug bei der mechanischen Bearbeitung // VSR, Martin Engineering GMBH. Wiesbaden, 1988. 4 p. 5. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных корпусных деталей электрических машин и гидрогенераторов // Тяжелое машиностроение. М., 1992. – №8. – С. 23-25. 6. Дрыга А.И., Рубин В.Л. Исследование влияния воздействия виброобработки на снижение технологических остаточных напряжений в остовах сварного корпуса гидрогенератора // Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Сб. трудов междунар. НТК Севастополь-Донецк, ДонГТУ, 1997. – С. 91-92. 7. Шпеер Ф.З., Панов В.И. Вибрационная обработка сварных крупногабаритных конструкций с целью уменьшения деформаций и склонности к образованию трещин // Сварочное производство, М., – 1983. – №5. – С. 13-15. 8. Дрыга А.И. Виброкомплекс ВК-86.КЗ для вибростабилизирующей обработки крупных сварных и литых деталей // Вестник машиностроения, М. – 1993. – №3. – С. 52-54. 9. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка корпуса статора крупной электрической машины путем одновременного воздействия двумя вибраторами на разных частотах // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов. Донецк, ДонГТУ, 2001. С. 191-195. 10. Дрыга А.И. Контроль снижения внутренних остаточных напряжений в ответственных сварных деталях энергооборудования при виброобработке // Тяжелое машиностроение. М. – 1993. – №2. – С. 18-20.

Статья поступила в редакцию 22.05.2002 г.

УРОВЕНЬ КАЧЕСТВА ТЕРМООБРАБОТАННОГО ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТА, ИСПОЛЪЗУЕМОГО В МАШИНОСТРОЕНИИ И СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Егоров Н.Т. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The results are shown, that characterize the level of mechanical properties of heat-treated rolled plates from low alloyed steels, manufactured by metallurgical

межточные значения. Максимальные значения суммарных напряжений, учитывающих эти дополнительные технологические, обозначены поэтапно соответственно А, А', А'', В, В', В'' и т.д. (рис. 5). Они носят условный характер и предназначены для наглядной иллюстрации характера изменений напряжений при изготовлении щитов по новой технологии.

Из анализа результатов исследования влияния ВСО на процесс изменения ОН в подшипниковых щитах 1, 2, 3, представленных в таблицах 3 и 4 следует, что ОН понизились во всех точках по сравнению с исходными после сварки.

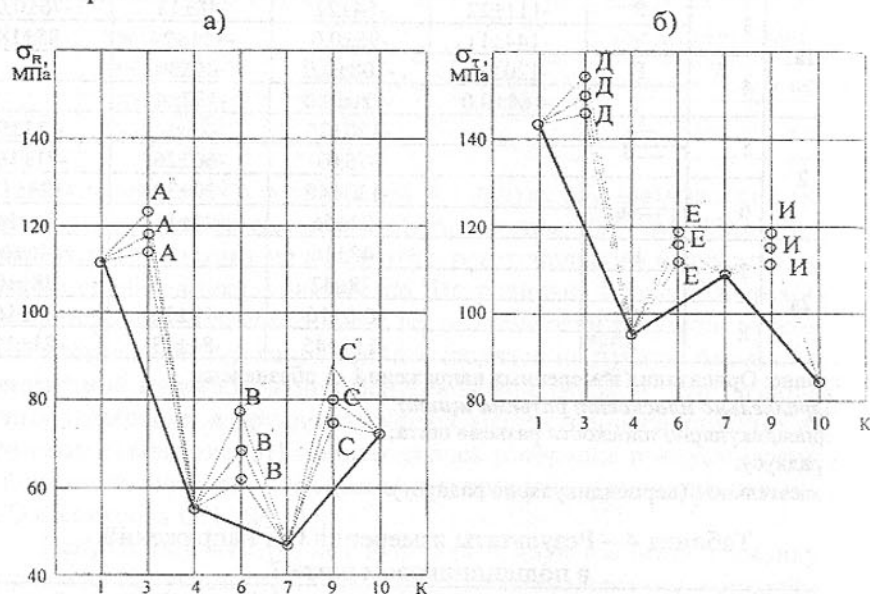


Рис. 5. График изменений напряжений σ_R, σ_T в точке 3 подшипникового щита 1:

- после сварки, первой, второй, третьей ВСО;
- - - с учетом дополнительных технологических напряжений после черновой, чистовой механообработки, сборки;
- 1, 3, 4, 6, 7, 9, 10 – номера позиций по схеме техпроцесса (сварка, контроль ОН, черновая механообработка, первая ВСО и т.д.)

Напряжения в результате поэтапных ВСО практически во всех местах в среднем однородны после третьей ВСО в основном не превышали $0,5 \sigma_T$ и близки в готовых щитах к уровню 70...80 МПа.

При механических характеристиках Ст.3 ($\sigma_T = 240$ МПа, $\sigma_B = 380$...490 МПа), такой уровень ОН в сварных конструкциях вполне приемлем. Таким образом при этой технологии изготовления ответственных сварных деталей энергетического оборудования с проведением поэтапной ВСО

обеспечивается безопасный низкий и однородный уровень ОН в готовых изделиях. Эксперименты подтвердили высокую эффективность новой технологии изготовления подшипниковых щитов, обеспечивающей повышение их качества и надежность.

Список литературы: 1. Сагалевиц В.М. Методы устранения сварочных деформаций и напряжений. – М.: Машиностроение, 1974. – 248 с. 2. Дрыга А.И. Оборудование для вибростабилизирующей обработки корпусных деталей // Энергомашиностроение. М. – 1987. – №7. 3. Manufacturers of Superior Vibratory Stress Relief Equipment // VSR, Incorporated, Princeton. 1987. 4 p. 4. Vibrations – Stabilisieren gegen Verzug bei der mechanischen Bearbeitung // VSR, Martin Engineering GMBH. Wiesbaden, 1988. 4 p. 5. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных корпусных деталей электрических машин и гидрогенераторов // Тяжелое машиностроение. М., 1992. – №8. – С. 23-25. 6. Дрыга А.И., Рубин В.Л. Исследование влияния воздействия виброобработки на снижение технологических остаточных напряжений в остовах сварного корпуса гидрогенератора // Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Сб. трудов междунар. НТК Севастополь-Донецк, ДонГТУ, 1997. – С. 91-92. 7. Шпеер Ф.З., Панов В.И. Вибрационная обработка сварных крупногабаритных конструкций с целью уменьшения деформаций и склонности к образованию трещин // Сварочное производство, М., - 1983. - №5. – С. 13-15. 8. Дрыга А.И. Виброкомплекс ВК-86.КЗ для вибростабилизирующей обработки крупных сварных и литых деталей // Вестник машиностроения, М. – 1993. – №3. – С. 52-54. 9. Дрыга А.И. Вибростабилизирующая обработка корпуса статора крупной электрической машины путем одновременного воздействия двумя вибраторами на разных частотах // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов. Донецк, ДонГТУ, 2001. С. 191-195. 10. Дрыга А.И. Контроль снижения внутренних остаточных напряжений в ответственных сварных деталях энергооборудования при виброобработке // Тяжелое машиностроение. М. – 1993. – №2. – С. 18-20.

Статья поступила в редакцию 22.05.2002 г.

УРОВЕНЬ КАЧЕСТВА ТЕРМООБРАБОТАННОГО ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТА, ИСПОЛЗУЕМОГО В МАШИНОСТРОЕНИИ И СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Егоров Н.Т. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The results are shown, that characterize the level of mechanical properties of heat-treated rolled plates from low alloyed steels, manufactured by metallurgical

Одним из важнейших условий развития современного машиностроения является необходимость решения проблемы обеспечения его металлопрокатом требуемого сортамента и качества. Стальной прокат был и остается на обозримое будущее основным конструкционным материалом в машиностроении и поэтому к нему постоянно предъявляются повышенные требования, как по уровню, так и многообразию свойств.

В условиях роботизации технологических процессов машиностроения не менее важным становятся требования в отношении гарантии равномерности структуры и свойств проката внутри промышленных партий, а также между партиями. Известно, что уменьшение разброса предела текучести сталей на 20 Н/мм² от среднестатистических значений позволяет на 5-6% снизить металлоемкость изделий, рассчитываемых по уровню прочности.

В настоящей работе изучено качество термообработанного толстолистового проката из наиболее распространенных малоуглеродистых низколегированных сталей марок 09Г2, 09Г2С, 10Г2С1 и 10ХСНД, производимых металлургическими предприятиями Украины и России.

Нормализованный толстолистовой прокат в целом характеризуется достаточно высоким комплексом механических свойств. Выход годного при производстве листов толщиной 10-20 мм составляет 92-99%. С увеличением толщины листов величина отсортировки нормализованного проката из-за неудовлетворительных значений механических свойств возрастает и достигает 20%. Основной причиной отсортировки нормализованного толстолистового проката являются низкие значения прочностных характеристик (09Г2, 10Г2С1, 10ХСНД) и ударной вязкости при отрицательных температурах (09Г2С, 10ХСНД), в том числе при испытаниях образцов с острым надрезом. Необходимо отметить, что, в ряде случаев, с увеличением толщины нормализованных листов средние значения прочностных свойств и ударной вязкости толстолистовых сталей остаются неизменными либо даже несколько возрастают. Указанные отклонения связаны с изменением условий прокатки толстых листов и проявлением эффекта наследственности при их термической обработке.

Нормализация по сравнению с горячекатаным состоянием незначительно снижает либо, практически, не изменяет прочностные характеристики толстолистовых сталей, повышая при этом их вязкие свойства. Результаты статистической обработки сдаточных испытаний показывают, что средние значения механических свойств нормализованного толстолистового проката полностью удовлетворяет требованиям стандарта. В то же время максимальный разброс прочностных свойств и ударной вязкости достаточно велик и составляет 90-150 Н/мм² и 60-125 Дж/см² соответственно (таблица 1), что, по всей видимости, и является одной из основных причин, приводящих к отсортировке листов. Так, в частности, статистиче-

ская обработка механических свойств нормализованного толстолистового проката из стали 09Г2С производства стана 3600 Мариупольского металлургического комбината «Азовсталь» показала, что гарантированные, с надежностью не менее 95 %, нижние значения временного сопротивления разрыву и предела текучести для листов всех толщин несколько ниже минимально нормируемых требований по ГОСТ 19281 (таблица 2).

Таблица 1 – Механические свойства нормализованных листов, производимых металлургическими предприятиями Украины и России

изготовленных металлургическими предприятиями Украины и России

Предприятие, стан	Толщина листа, мм	σ_s	σ_T	$\delta_s, \%$	КСУ, Дж/см ²	
		Н/мм ²			при температурах	
					-40°C	-70°C
Сталь 09Г2						
Меткомбинат «Азовсталь», стан 3600	10-20	<u>420-540</u> 461	<u>270-400</u> 329	<u>23-37</u> 30,9	<u>45-110</u> 93	-
	21-32	<u>420-560</u> 487	<u>280-420</u> 329	<u>20-33</u> 29,0	<u>65-110</u> 95	-
Алчевский мет- комбинат, стан 2800	10-20	<u>460-590</u> 523	<u>300-420</u> 363	<u>24-36</u> 30,3	-	<u>40-105</u> 65
	21-32	<u>470-560</u> 503	<u>330-410</u> 358	<u>25-37</u> 29,0	-	<u>40-105</u> 79
Орско- Халиловский меткомбинат, стан 2800	10-20	<u>420-670</u> 525	<u>320-470</u> 380	<u>24-35</u> 29,7	<u>30-155</u> 94	-
	21-32	<u>470-580</u> 518	<u>310-410</u> 361	<u>23-37</u> 30,3	<u>35-135</u> 80	-
Сталь 10Г2С1						
Меткомбинат «Азовсталь», стан 3600	10-20	<u>450-590</u> 536	<u>330-46</u> 397	<u>21-35</u> 29,4	<u>35-95</u> 80	-
	33-60	<u>490-590</u> 536	<u>330-460</u> 370	<u>21-34</u> 28,0	<u>35-95</u> 84	-
Алчевский мет- комбинат, стан 2800	10-20	<u>500-580</u> 526	<u>350-450</u> 352	<u>22-32</u> 25,5	<u>45-95</u> 69	-
	33-60	<u>480-580</u> 521	<u>340-450</u> 381	<u>22-32</u> 27,3	<u>30-95</u> 65	-
Сталь 10ХСНД						
Меткомбинат «Азовсталь», стан 3600	10-15	<u>470-630</u> 589	<u>360-500</u> 466	<u>19-30</u> 24,0	<u>30-100</u> 69	<u>50-100</u> 73
	16-32	<u>470-620</u> 568	<u>350-500</u> 436	<u>19-30</u> 23,2	<u>20-100</u> 66	<u>35-100</u> 76
Орско- Халиловский меткомбинат, стан 2800	10-15	<u>490-680</u> 581	<u>340-500</u> 435	<u>18-36</u> 27,2	<u>30-145</u> 68	<u>25-150</u> 90
	16-32	<u>500-640</u> 563	<u>340-500</u> 421	<u>19-35</u> 28,1	<u>50-155</u> 86	-

Примечания: 1. Приведены результаты статистической обработки сдаточных испытаний листов при работе металлургических комбинатов в течение года.

2. Числитель – пределы изменения, знаменатель – средние значения свойств.

Таблица 2 - Результаты статистической обработки механических свойств нормализованных листов из стали 09Г2С производства стана 3600 Мариупольского металлургического комбината «Азовсталь»

Наименование показателей	σ_B	σ_T	$\delta_5, \%$	КСУ ⁴⁰ , Дж/см ²
	Н/мм ²			
$X_{\min}$ - минимальное	480/450	310/270	22/20	40/30
$X_{\max}$ - максимальное	580/600	410/420	37/35	140/130
$\bar{X}$ - среднее	510/510	330/350	29/28	98/110
S_x - среднеквадратичное отклонение	29/27	20/26	3,0/2,5	38/25
$X_{\text{н}}$ - гарантированный нижний предел	480/460	320/300	23/23	35/34
$X_{\text{в}}$ - гарантированный верхний предел	550/570	340/300	35/36	110/105
ГОСТ 19281 (не менее)	490/450	345/325	21/21	29/29

Примечание: Числитель - листы толщиной 10-20 мм, знаменатель - соответственно 21-50 мм.

Закалка с отпуском по сравнению с нормализацией повышает прочностные свойства толстолистовой стали. Обращает внимание тот факт, что разброс механических свойств у термоупрочненной стали значительно больше, чем у нормализованного металла. Максимальные колебания временного сопротивления разрыва и предела текучести после закалки с отпуском достигает 140-250 Н/мм², что превышает требования ГОСТ 19281 и приводит к неоправданному расходу металла при проектировании металлоизделий.

Уровень механических свойств толстолистового проката во многом определяется химическим составом стали. В таблице 3 и на рисунке приведены данные, характеризующие зависимость прочностных свойств нормализованного толстолистового проката от углеродного эквивалента сталей.

Анализ представленных данных показывает, что для получения стабильного и требуемого уровня свойств необходима строгая регламентация углеродного эквивалента для каждой марки стали. Сопоставление результатов статистической обработки с требованиями ГОСТ 19281 для классов прочности 375 ($\sigma_T=375$ Н/мм²) и выше позволяет заключить, что необходимый уровень свойств при производстве нормализованных листов толщиной 6-10 мм из стали 09Г2С может быть обеспечен на плавках с углеродным эквивалентом не менее 0,48 %. При более низких значениях углеродного эквивалента необходимо применять закалку с отпуском.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что термообработанный толстолистовой прокат из малоуглеродистых низколегиро-

ванных сталей характеризуется достаточно высоким комплексом механических свойств, позволяющим эффективно его использовать в различных отраслях промышленности, в том числе и машиностроении. Наблюдаемый разброс свойств у нормализованного и термоупрочненного проката свидетельствует о необходимости дальнейшего совершенствования технологии термической обработки и должен учитываться потребителем при его использовании.

Таблица 3 - Результаты статистической обработки зависимости прочностных свойств полосового проката производства стана 800 Орско-Халиловского металлургического комбината от углеродного эквивалента сталей

Марка стали	Толщина проката, мм	Уравнение регрессии	Коэффициент множественной корреляции	Стандартная deviation, ±
09Г2	6-20	$\sigma_B = 202,5 + 733,5 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$ $\sigma_T = 133,9 + 543,9 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$	0,79 0,83	21,7 13,8
09Г2С	11-20	$\sigma_B = 324,3 + 408,7 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$ $\sigma_T = 218,6 + 317,1 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$	0,74 0,66	16,7 16,1
15ХСНД	6-20	$\sigma_B = 294,4 + 1047,5 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$ $\sigma_T = 161,8 + 267,9 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$	0,81 0,81	15,5 13,9
17ГС	6-20	$\sigma_B = 238,3 + 873,3 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$ $\sigma_T = 56,0 + 929,5 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$	0,80 0,87	22,7 18,7
17Г1С	6-20	$\sigma_B = 255,5 + 821,2 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$ $\sigma_T = 194,2 + 567,5 \cdot C_{\text{ЭКВ}}$	0,79 0,70	26,8 24,4

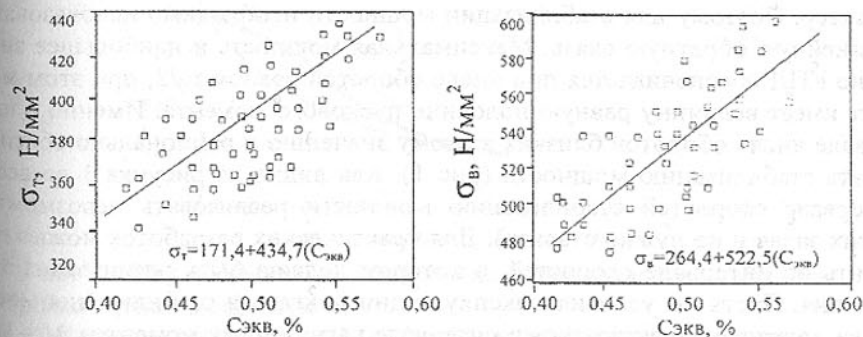


Рис. 1. Зависимость прочностных свойств нормализованного проката толщиной 6-10 мм из стали 09Г2С от углеродного эквивалента.

Статья поступила в редакцию 22.05.2002 г.

ФОРМИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ УПРАВЛЯЕМЫХ БЕСКОЛЛЕКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Енин В. Н., Кукушкин Ю. Т., Николаев С. С.
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия.)

Analyzed questions realization mechanical behaviour fixed-facility in dirigible for a brushless DC electric motor.

В автоматических приводах, использующих автономные источники питания ограниченной мощности, одним из важнейших требований, предъявляемых к двигателю, является обеспечение постоянства мощности, развиваемой двигателем, вне зависимости от колебаний нагрузочного момента, или скорости. В обычных двигателях постоянного тока с линейной механической характеристикой такой режим невозможен. Уравнение развиваемой мощности такого двигателя, как функции момента имеет вид.

$$P = \frac{\pi n}{30 k_1} (n_0 - n) = \frac{\pi}{30 k_1} (n_0 n - n^2) = \frac{\pi n_0}{30 k_1} \left(n - \frac{n^2}{n_0} \right) \quad (1)$$

Используя обратное соотношение для механической характеристики $n = n_0 - k_1 M$, можно получить уравнение мощности, развиваемой двигателем, как функции момента, которое имеет вид:

$$P = \frac{\pi n}{30} M = \frac{\pi}{30} \left(n_0 - \frac{n_0}{M_n} M \right) M = \frac{\pi n_0}{30} \left(M - \frac{M^2}{M_{\text{пуск}}} \right) \quad (2)$$

Как следует из уравнения, эта зависимость носит параболический характер. Поэтому для стабилизации мощности необходимо использовать нелинейную обратную связь. Максимальная мощность и наибольшее значение КПД обеспечивается при числе оборотов равном $n_0/2$, при этом момент имеет величину равную половине пускового момента. Именно в интервале числа оборотов близких к этому значению и рационально обеспечивать стабилизацию мощности (рис 1). Как видно из рисунка 1 во всём интервале скоростей стабилизацию мощности реализовать невозможно (таких задач и не нужно ставить). Для практических разработок можно говорить об интервале скоростей, в котором должна быть реализована эта функция. Пусть по условиям эксплуатации двигателя стабилизация мощности должна осуществляться в интервале нагрузочных моментов $M_1 \div M_2$, что соответствует интервалу рабочих скоростей $n_1 \div n_2$, тогда в этом интервале рабочая характеристика по мощности имеет вид прямой линии bc (рис. 1.). В силу симметрии характеристики $P=f(M)$ относительно $\frac{M_n}{2}$, можно утверждать, что граничные точки в интервале стабилизации связаны соотношением $M_2 = M_{\text{пуск}} - M_1$. При этом, в интервале стабилизации bc

$P_{\text{ст}} = M_{\text{ст}} \cdot \omega = \frac{\pi}{30} n M_{\text{ст}} = \text{const}$, механическая характеристика должна иметь вид гиперболы (рис. 2). В интервале ab двигатель работает в неуправляемом режиме по естественной механической характеристике, в интервале bc реализуется режим стабильной мощности, а затем снова двигатель переходит в неуправляемый режим (участок cd). В интервале bc механическая характеристика корректируется за счёт использования отрицательной обратной связи по скорости. Если использовать линейную обратную связь, то механическая характеристика имеет вид кривой 2 на рис. 2, при этом интервал стабилизации существенно уменьшается, а эффективная стабилизация охватывает интервал скоростей вращения двигателей при изменении момента от величины M_1 до $\frac{M_n}{2}$.

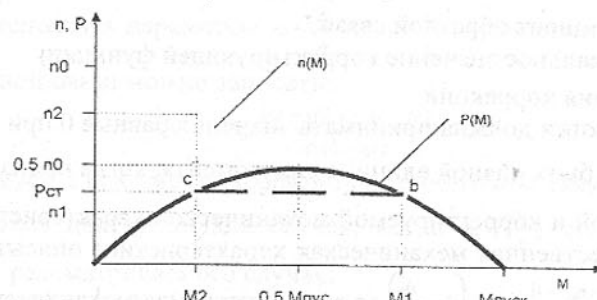


Рис.1. Рабочие характеристики неуправляемого двигателя постоянного тока.

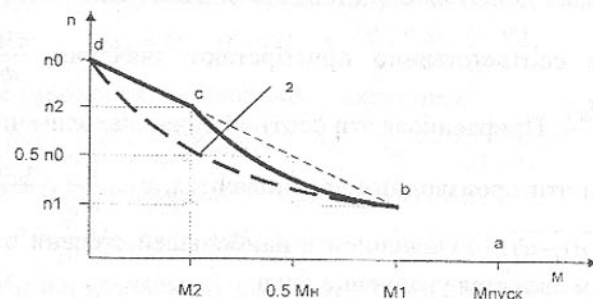


Рис. 2. Механические характеристики двигателя со стабилизацией электромагнитной мощности
1.- Идеальная стабилизация, 2.- стабилизация линейной обратной связью.

Рассмотрим закономерности изменения величины сигнала обратной связи, при которой обеспечивается постоянство мощности, развиваемой двигателем в интервале скоростей $n_1 \div n_2$. Если принять нижний предел скорости равный $n_1 = \alpha n_0$, где α - постоянный коэффициент в интервале $0 < \alpha < 0.5$, то величина n_2 вследствие симметричности интервала стабили-

зации определяется из выражения $n_2 = n_0 - \alpha n_0$.

Корректирующая функция $f(n)$ должна обеспечивать максимальное воздействие на механическую характеристику двигателя при числе оборотов соответствующей естественной характеристики равном $\frac{n_0}{2}$ и обращаться в ноль при числах оборотов двигателя n_1 и n_2 . Соответствующие переключение режимов должно осуществляться за счёт использования сигналов, формируемых схемами сравнения, входящими в блок управления механической характеристикой двигателя. Такой режим можно обеспечить, если сигнал обратной связи изменяется в соответствии с закономерностью:

$$k_m = K_m k(n), \quad (3)$$

где: k_{oc} - коэффициент обратной связи,

K_m - максимальное значение корректирующей функции,

$k(n)$ - функция коррекции.

Функция коррекции должна принимать значения равные 0 при числах оборотах n_1 и n_2 и быть равной единице для момента, когда производные $\frac{dM}{dn}$ для естественной и корректируемой механической характеристик совпадают. Так как естественная механическая характеристика описывается уравнением $M = M_n \frac{n_0 - n}{n_0} = M_n \left(1 - \frac{n}{n_0}\right)$, а корректируемая механическая характеристика в интервале действия обратной связи имеет вид:

$\frac{M_n n_0 (1 - \alpha) \alpha}{n}$, то их производные соответственно приобретают значения $\frac{dM_i}{dn} = -\frac{M_i}{n_0}$ и $\frac{dM_k}{dn} = -\frac{M_k n_0 \alpha (1 - \alpha)}{n^2}$. Приравняв эти соотношения, находим число оборотов, при котором эти производные уравниваются, т.е. $\frac{1}{n_0} = \frac{n_0 \alpha (1 - \alpha)}{n^2}$. Откуда $n = n_{кр} = n_0 \sqrt{\alpha(1 - \alpha)}$. Уравнением в наибольшей степени отвечающим этим требованиям является уравнение вида:

$$K_{oc} = K_m \frac{(n - n_1)(n_0 - n - n_2)}{n_0^2 \alpha (1 - \alpha)} \quad (4)$$

Определим величину момента двигателя с корректируемой механической характеристикой при числе оборотов равном $n_{кр}$ из условия постоянства развиваемой мощности: $M_1 n_1 = M n_{кр}$, или $M_{нук} \left(1 - \frac{n_1}{n_0}\right) n_1 = M \alpha_{кр} n_0$.

Откуда

$$M = \alpha_{кр} M_{нук} \quad (5)$$

Считая, что механическая характеристика корректируемого двигателя

описывается уравнением $M = \frac{M_{нук}}{n_0} (n_0 - n)(1 - K_{oc})$, можно принять максимальное значение коэффициента обратной связи: $K_{oc} = K_m$. С учётом уравнения 4 можно в окончательной форме записать уравнение характеристики двигателя, в котором реализуется условие постоянства момента в интервале числа оборотов:

$$\begin{aligned} M_k &= \frac{M_n}{n_0} (n_0 - n) & n \leq n_1 \\ M_k &= \frac{M_n}{n_0} (n_0 - n)(1 - K_{oc}) & n_1 < n < n_2 \\ M_k &= \frac{M_n}{n_0} (n_0 - n_1) & n \geq n_2, \end{aligned} \quad (6)$$

Или, используя параметры $\alpha = \frac{n_1}{n_0}$ и $\nu = \frac{n_2}{n_0}$, уравнение для характеристики обратной связи можно записать:

$$K_{oc} = K_m \frac{(\nu - \alpha)(1 - \nu - \alpha)}{\alpha(1 - \alpha)} \quad (7)$$

Исследуем зависимость коэффициента обратной связи, как функция числа оборотов двигателя. Для случая, когда $n_1 = \frac{n_0}{4}$, что соответствует $\alpha = 0.25$. Для рассматриваемого случая:

$$K_{oc} = 5,33 K_m (\nu - 0,25)(0,75 - \nu) \quad (8)$$

В приведенных координатах уравнение электромагнитного момента с учетом уравнения 7 можно представить в виде

$$M_k = M_{нук} (1 - \nu)(1 - K_m \frac{(\nu - \alpha)(1 - \nu - \alpha)}{\alpha(1 - \alpha)}), \quad (9)$$

а уравнение мощности, развиваемой двигателем

$$P = \frac{\pi \cdot n}{30} M = \frac{\pi}{30} M_{нук} n_0 \nu (1 - \nu)(1 - K_m \frac{(\nu - \alpha)(1 - \nu - \alpha)}{\alpha(1 - \alpha)}). \quad (10)$$

При $\alpha = 0,25$ уравнение 10 приобретает вид

$$P = \frac{\pi}{30} M_{нук} n_0 \nu (1 - \nu)(1 - 5,33 K_m (\nu - 0,25)(0,75 - \nu)) \quad (11)$$

Величину K_m определяем из условия, чтобы при значениях $\nu = 0,25, 0,5$ и $0,75$ электромагнитная мощность имеет одинаковые значения. Это обеспечивается при $K_m = 0,75$. В окончательной форме уравнение 11 приобретает вид

$$P = \frac{\pi}{30} M_{нук} n_0 \nu (1 - \nu)(1 - 4(\nu - 0,25)(0,75 - \nu)). \quad (12)$$

Экстремальные значения P определяются из условия $\frac{dP}{d\nu} = 0$, они равны при $\nu = 0,5, 0,7, 0,3$. На рисунке 3 приведены механическая характеристика и зависимость мощности управляемого двигателя, как функции

координаты u в обобщенных координатах $m = M/M_{\max}$, $p = P/P_{\max}$.

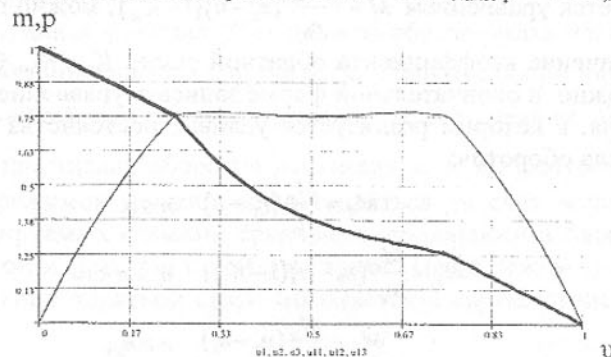


Рис.3. Расчетные рабочие характеристики управляемого двигателя.

Расчеты, проведенные по зависимости 12, показывают, что разброс значений развиваемой двигателем мощности в интервале стабилизации не превышает относительно среднего значения 1%. Для реализации обратной связи (4) можно использовать и синусоидальную зависимость вида:

$$K_{ac} = 0.25 \sin\left(2\pi u - \frac{\pi}{2}\right). \quad (13)$$

Наибольшие возможности для реализации подобной обратной связи обеспечивает использование программируемых микроконтроллеров, управляемых по сигналу о скорости вращения двигателя. При аналоговом формировании сигнала обратной связи наиболее оптимальным является использование нелинейных резисторов, включаемых в плечи мостовой схемы.

Список литературы: 1. Косулин В. Д., Михайлов Г. Б. и др. Вентильные двигатели малой мощности для промышленных роботов. – М: Энергоатомиздат, 1988 г. – 184с. 2. Гульков Г. И., Гульков А. Г., Шаби Р. Формирование тяговой характеристики бесконтактного двигателя постоянного тока. – Минск: Известия вузов и энергетических объединений СНГ, «Энергетика», 2001 г., №6, с 24-32.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

РАСЧЕТ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ КОМПРЕССИОННЫХ ПРИБОРОВ ХРАНЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Заплетников И.Н., Шкуропатский А.В.
(ДонГУЭТ, ДИХТ, г. Донецк, Украина)

The methodic of the calculating of the noising characteristics of mechanical sys-

tems of compressing devices for foodstuff storage is given

Шумовые характеристики (ШХ) приборов для хранения пищевых продуктов – холодильников и морозильников бытового и промышленного назначения, холодильных витрин, прилавков и др., играют важную роль в конкурентной борьбе заводов и фирм, выпускающих их на международный рынок. Поэтому производители данной продукции постоянно совершенствуют их конструкцию, добиваясь максимального снижения уровня излучаемого шума. Минимально допустимый уровень звуковой мощности для бытовых холодильных приборов, выпускаемых массово специализированными заводами Украины, не должен превышать для холодильников с полезным объемом до 200л – 40 дБА, более 200 до 400 – 43 дБА, более 400 – 50 дБА; у морозильников с полезным объемом до 200 – 45 дБА, более 200 до 400 – 48 дБА, более 400 – 55 дБА.

ШХ холодильных приборов устанавливаются экспериментальным путем во время заводских и сертификационных испытаний путем сплошного или выборочного контроля в соответствии с ДСТУ 2295-93. Методик, позволяющих рассчитывать ШХ холодильных приборов на стадии проектирования, учитывающих их конструкцию, нет отсутствуют и математические модели, описывающие виброакустические процессы формирования ШХ.

Механические системы компрессионных холодильных приборов включают компрессор, устанавливаемый на виброизоляторах, нагнетательный и всасывающий патрубки спаянные с конденсатором холодильного агрегата, испаритель. Трубки конденсатора жестко крепятся к шкафу хранения пищевых продуктов. Таким образом, формирование колебательных процессов звуковой частоты происходит на участке механической системы – компрессор и система трубопроводов от компрессора до мест их крепления. Компрессор возбуждает колебания, которые передаются трубопроводом. Колебания самого компрессора демпфируются виброизоляторами. Этот процесс формирования виброакустического процесса подтверждается экспериментальным исследованием вибрационного поля на примере бытовых холодильников [1].

В качестве динамической модели данную систему можно рассматривать как одномассовую систему: колеблющуюся массу m – компрессор, связанную с корпусом холодильного прибора тремя упругими связями – нагнетательным и всасывающим трубопроводами и виброизолятором (рис. 1). Коэффициенты жесткости упругих связей различны в направлении осей координат. Начало координат находится на проекции симметрии компрессора на опору – балки крепления виброизоляторов.

Для упрощения расчета приведем три упругих связи к одной. Получим систему уравнений приведенных жесткостей вдоль трех осей.

$$\begin{aligned}\frac{1}{c_x} &= \frac{1}{c_{2x} + c_{3x}} + \frac{1}{c_{1x}} \\ \frac{1}{c_y} &= \frac{1}{c_{2y} + c_{3y}} + \frac{1}{c_{1y}} \\ \frac{1}{c_z} &= \frac{1}{c_{2z} + c_{3z}} + \frac{1}{c_{1z}}\end{aligned}\quad (1)$$

Преобразовав систему (1) в более компактную форму, получим

$$c_x = \frac{c_{1x}(c_{2x} + c_{3x})}{c_{1x} + c_{2x} + c_{3x}}; \quad c_y = \frac{c_{1y}(c_{2y} + c_{3y})}{c_{1y} + c_{2y} + c_{3y}}; \quad c_z = \frac{c_{1z}(c_{2z} + c_{3z})}{c_{1z} + c_{2z} + c_{3z}} \quad (2)$$

где $c_{1x}, c_{2x}, c_{3x}; c_{1y}, c_{2y}, c_{3y}; c_{1z}, c_{2z}, c_{3z}$ — коэффициенты жесткостей соответственно виброизолятора, нагнетательного и всасывающего трубопроводов вдоль осей x, y, z ;

c_x, c_y, c_z — приведенные коэффициенты жесткостей упругих связей вдоль осей координат.

В этом случае расчетная схема представлена на рисунке 2. Рассматриваем динамическую модель системы в виде вынужденных колебаний с одной массой и одним упругим элементом с тремя степенями свободы. Демпфирующими свойствами системы при установившемся режиме работы пренебрегаем.

На массу воздействует возмущающая сила от компрессора с проекциями ее амплитуды на оси координат соответственно P_{ox}, P_{oy}, P_{oz} . Возмущающая сила возникает от действия вращающихся внутри компрессора неуравновешенных масс: ротора электродвигателя, поршневой группы, кулисного механизма. Эта неуравновешенность возникает в результате отклонения размеров деталей при их изготовлении, в результате погрешностей сборки при массовом производстве компрессоров. В идеальном случае возмущающая сила сводится к нулю. Полагая частоту вращения асинхронного электродвигателя постоянной величиной в установившемся режиме работы, величина возмущающей силы будет зависеть от массы деталей компрессора и величины эксцентриситета общего центра масс вращающихся деталей компрессора. В определенной системе может оказывать влияние на величину возмущающей силы и неодинаковая жесткость пружин, на которых подвешен в корпусе сам механизм компрессора. В данном расчете этим фактором пренебрегаем.

В расчете ЦХ холодильного прибора рассматривается установившийся режим работы с включенным компрессором.

$$P_{ox,oy,oz} = m\omega^2 e_{ox,oy,oz} \quad (3)$$

где m — эксцентричная масса, кг;

ω — частота вращения ротора электродвигателя, c^{-1} ;

e — проекции амплитуды эксцентриситета ox, oy, oz на оси координат, м.

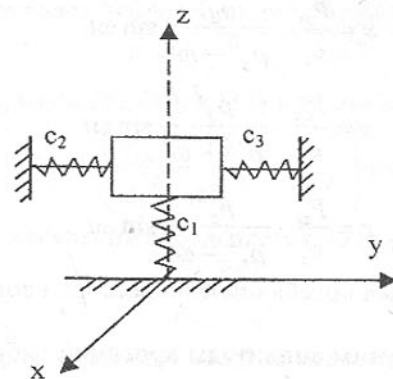


Рис. 1. Динамическая модель механической системы холодильного прибора

c_1 — коэффициент жесткости виброизолятора, Н/м;
 c_2 — коэффициент жесткости нагнетательного трубопровода, Н/м;
 c_3 — коэффициент жесткости всасывающего трубопровода, Н/м.

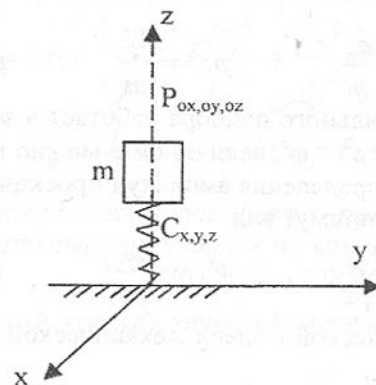


Рис. 2. Одномассовая динамическая модель.

Колебания центра массы механической системы холодильного прибора можно описать известной системой уравнений полагая, что возмущающая сила изменяется по периодическому закону

$$\begin{aligned}m\ddot{x} + c_x x &= P_{ox} \cos \omega t \\ m\ddot{y} + c_y y &= P_{oy} \cos \omega t \\ m\ddot{z} + c_z z &= P_{oz} \cos \omega t\end{aligned}\quad (4)$$

В результате решения системы получим величины перемещения центра массы компрессора относительно осей координат

$$\begin{aligned}x &= \frac{P_{ox}}{c_x} \cdot \frac{p_x^2}{p_x^2 - \omega^2} \sin \omega t \\y &= \frac{P_{oy}}{c_y} \cdot \frac{p_y^2}{p_y^2 - \omega^2} \sin \omega t \\z &= \frac{P_{oz}}{c_z} \cdot \frac{p_z^2}{p_z^2 - \omega^2} \sin \omega t\end{aligned} \quad (5)$$

где p – частота собственных колебаний компрессора вдоль осей координат, c^{-1} .

Из системы (5) получим амплитуды проекций виброскорости центра массы компрессора

$$V_x = \frac{P_{ox} p_x^2 \omega}{c_x (p_x^2 - \omega^2)}; \quad V_y = \frac{P_{oy} p_y^2 \omega}{c_y (p_y^2 - \omega^2)}; \quad V_z = \frac{P_{oz} p_z^2 \omega}{c_z (p_z^2 - \omega^2)} \quad (6)$$

Резонансные частоты и частоты собственных колебаний компрессора вдоль осей координат

$$p_x^2 = \frac{c_x}{m}, \quad p_y^2 = \frac{c_y}{m}, \quad p_z^2 = \frac{c_z}{m} \quad (7)$$

Компрессор холодильного прибора работает в зарезонансной области частот, когда $p < \omega$, а $p^2 < \omega^2$, величиной p можно пренебречь. В таком случае выражения для определения амплитуд проекций виброскорости (6) по модулю упростятся и примут вид

$$V_x = \frac{P_{ox}}{c_x \omega}; \quad V_y = \frac{P_{oy}}{c_y \omega}; \quad V_z = \frac{P_{oz}}{c_z \omega} \quad (8)$$

В качестве акустической модели механической системы принимаем монополь [2].

Мощность излучения шума монопольным источником излучения [3] в Вт.

$$N = \rho_0 F V^2 \sigma \eta \quad (9)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м^3 ; c_0 – скорость звука в воздухе, м/с ; F – площадь поверхности излучения, м^2 ; V – виброскорость источника излучения, м/с ; σ – коэффициент излучения шума; η – коэффициент потерь энергии колебаний.

Принимаем, что излучение шума происходит по сферической поверхности

$$F = 2\pi R^2 \quad (10)$$

где R – радиус акустического центра источника излучения.

Используя выражение (8) можно определить мощности излучения шума вдоль трех осей координат, однако в формулу (9) следует подставить

результатирующую векторов виброскоростей $\bar{V}_x, \bar{V}_y, \bar{V}_z$.

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} \quad (11)$$

Подставив формулы (8), (10) и (11) в выражение (9) получим

$$N = 2\pi \rho c_0 \left(\frac{P_{ox}^2}{c_x^2} + \frac{P_{oy}^2}{c_y^2} + \frac{P_{oz}^2}{c_z^2} \right) \sigma \eta \omega^{-2} \quad (11)$$

Коэффициент излучения определяется по формуле

$$\sigma = \frac{k_e^2 R^2}{1 + k_e^2 R^2} \quad (12)$$

где k_e – волновое число колебаний воздуха возле излучающей поверхности

$$k_e = \frac{\omega}{c_0} \quad (13)$$

Коэффициент потерь η по литературным данным [4] изменяется в пределах $10^{-2} - 10^{-4}$. Мощность излучения шума рассчитывается отдельно в каждой i -октавной полосе частот $f_i = 63 - 8000 \text{ Гц}$.

$$N_i = 2\pi \rho c_0 \left(\frac{P_{ox}^2}{c_x^2} + \frac{P_{oy}^2}{c_y^2} + \frac{P_{oz}^2}{c_z^2} \right) \sigma \eta \cdot \omega_i^2 \quad (14)$$

$$k_{ei} = \frac{\omega_i}{c_0}, \quad \omega_i = 2\pi f_i \quad (15)$$

Шумовая характеристика холодильного прибора в виде октавных уровней звуковой мощности определяется по зависимости

$$L_{pi} = 10(\lg N_i + 12), \text{ дБ} \quad (16)$$

Корректированный уровень звуковой мощности находится по формуле

$$L_{PA} = 10 \lg \sum_{i=1}^8 10^{0,1(L_{pi} - k_A)}, \text{ дБ} \quad (17)$$

где k_A – частотная коррекция по характеристике А, выбирается по таблице

Таблица 1 – Величина k_A

Наименование	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
k_A , дБ	25	16	9	3	0	-1	-1	-1

В заключение следует отметить, что при значительном расхождении величин ШХ, рассчитанных по данной методике с экспериментальными (более 10%), следует уточнить значения коэффициента потерь, определив его из экспериментальных данных по методике работы [5].

Список литературы: 1. Шкуропатский А.В., Заплетников И.М. Виб-

роакустика побутового холодильного прилажу // Обладнання та технології харчових виробництв. Тем.зб.наук.пр. – Донецьк: ТОВ КІТІС, 1999. – С.36-40. 2. Заплетников И.Н. Модели виброакустических процессов оборудования пищевых производств. Донецк: ДонГУЭТ. – 2001. – 141 с. 3. Скучик Е. Основы акустики. Т. 1, 2 – М.: Мир 1976. – 520 с. 4. Справочник по контролю промышленных шумов. Пер. с англ. / Под ред. Л. Фолкнера. – М.: Машиностроение. – 1979. – 447 с. 5. Заплетников И.Н., Еременко Д.О Расчет действительных коэффициентов излучения шума технологического оборудования // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Зб.наук.пр. – Харків: ХДТУСХ, вип.9, - 2002. – С147-151.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ НОВОГО АЛМАЗНОГО РЕЖУЩЕГО ПЕРФОРИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА С ВНУТРЕННИМ ПОДВОДОМ СОТС ДЛЯ ОБРАБОТКИ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

Иванова Т.Н., Свитковский Ф.Ю.

(ИТНУПРП, ИжГТУ, г. Ижевск, Удмуртская Республика, Россия)

In a paper the problems of creation and study of new diamond cutting perforated instrument with an internal intake of a cooling liquid for materials that are difficult to heat are considered.

Современный уровень требований к производительности и качеству обработки приводит к необходимости применения инструментов с повышенной работоспособностью и износостойкостью. Наиболее полно этим требованиям удовлетворяет алмазное шлифование. Уникальные свойства синтетических алмазов: наивысший модуль упругости и твердости, высокая теплопроводность, низкий коэффициент трения, высокая режущая способность и химическая инертность создаёт предпосылки для дальнейшего научно-технического прогресса при обработке материалов шлифованием. Однако условия эксплуатации алмазного инструмента в большинстве случаев такие, что не позволяют полностью использовать потенциальные возможности алмазов.

Развитие техники в настоящее время связано с созданием и освоением технологии обработки сталей и сплавов, так называемых труднообрабатываемых материалов с особыми физико-механическими свойствами, важнейшими из которых являются коррозионная стойкость в различных средах, жаропрочность и высокая механическая прочность. Наиболее распространёнными из труднообрабатываемых материалов являются титан и высокопрочные стали.

Основной причиной низкой обрабатываемости труднообрабатываемых материалов является возникновение при их обработке больших сил и высоких температур в зоне контакта резания. Так при обработке жаропрочных сталей и сплавов силы резания в 1,5-3 раза больше, чем при обработке конструкционных термически обработанных сталей. Большие силы при резании деталей из труднообрабатываемых сталей и сплавов обуславливают большое количество теплоты, выделяющееся на единицу срезаемого объёма металла. Кроме того, большинство труднообрабатываемых сталей и сплавов имеют низкую теплопроводность, что приводит к возникновению высоких температур в зоне резания. При обработке деталей из титановых сплавов усадка стружки весьма мала и при определённых условиях происходит не усадка, а удлинение стружки. Это явление названо «отрицательной» усадкой стружки. Причиной малой усадки стружки при резании титановых сплавов является их низкая пластичность. Малая усадка обуславливает малую площадь контакта стружки и передней поверхности инструмента и большую скорость перемещения стружки по передней поверхности, что вызывает высокие контактные давления и температуру. Высокие контактные температуры являются основной причиной низкой стойкости инструмента и необходимости использования малых скоростей резания при обработке труднообрабатываемых материалов.

Установлено [1], что при шлифовании труднообрабатываемых материалов алмазным инструментом имеет место адгезионное взаимодействие микростружек с абразивным зерном. Налипание микростружки на абразивное зерно вследствие адгезии в условиях недостаточного смазывания трещинового контакта СОТС и продуктами её термодеструкции.

Минимуму адгезионного взаимодействия металла и абразива соответствует применение смазочно-охлаждающего технологического средства с ионизационным потенциалом. Увеличение ионизационного потенциала происходит в ряду от водных СОТС к масляным. При этом в той же последовательности происходит повышение смачивающей способности и как следствие улучшение транспортирования СОТС в контакте «зерно-металл». Проведенные экспериментальные исследования показали, что увеличение средства подаваемого в зону шлифования способствует уменьшению количества микростружек, налипающих на абразивное зерно, что объясняется повышением ионизационного потенциала жидкости вследствие термоактивации.

Успешное решение сложных задач по совершенствованию подачи смазочно-охлаждающего средства в зону резания достигается за счет специального формообразующего инструмента. Новые методы обработки всегда вносят существенные поправки в конструкцию существующего инструмента и действующего оборудования, способствуя созданию их наиболее прогрессивных типов. Это является обязательным условием достижения наибольшей эффективности применения новых методов

обработки. В области алмазной обработки, создание и совершенствование инструмента является одним из направлений в расширении технологических возможностей процесса шлифования.

Результатом выполненных исследований стало создание алмазных инструментов с режущей перфорированной поверхностью и с внутренним подводом СОТС непосредственно в зону резания [2]. Такой подвод обеспечивает теплоотвод от режущих элементов и создаёт эффект смазки в зоне контакта, что обеспечивает снижение температуры в зоне резания на 30÷40%, уменьшает силы резания 1,2÷2 раза, по сравнению с обычными стандартными кругами. Конструктивными особенностями кругов являются внутренняя полость, в которой находится технологическая жидкость, отверстия, через которые в зону резания под давлением подаётся СОТС, лопасти, расположенные во внутренней полости для повышения давления жидкости на выходе в зону резания.

Экспериментальными исследованиями по определению работоспособности кругов с внутренним подводом СОТС, было установлено, что отверстия на рабочей поверхности инструмента должны располагаться равномерно, а их количество не должно превышать 30% от общей площади режущей поверхности, т.к. большее количество отверстий снижает стойкость и режущую способность инструмента. Наличие лопастей увеличивает давление жидкости на выходе из полости круга в зону резания на 50÷70%, что позволяет уменьшить диаметр отверстий, не изменяя расход СОТС, тем самым повысить эффективность действия технологической жидкости.

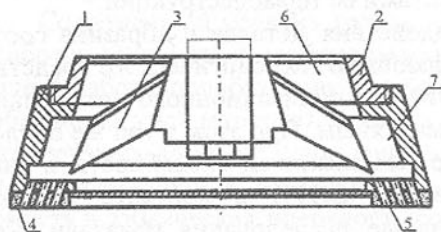


Рис. 1. Перфорированный шлифовальный инструмент с внутренним подводом СОТС. 1 - корпус, 2 - приемный стакан, 3 - лопасти, 4 - алмазосодержащий слой, 5 - внутренние отверстия для подвода СОТС, 6 - отверстия для подачи СОТС, 7 - полость

Дополнительные исследования выявили, что при внутреннем подводе СОТС в зоне резания образуется гидродинамический клин с избыточным давлением, который облегчает съём металла, экранирует обрабатываемую поверхность от соприкосновений со связкой круга, способствует снижению теплонапряжённости резания, снижает амплитуду колебаний инструмента. Влияние гидродинамического клина на точность обработки не значительно [3].

Снижение температуры в зоне шлифования инструментов с режущей перфорированной поверхностью и с внутренним подводом СОТС происходит за счет снижения плотности теплового потока q , уменьшение кото-

рой связано с уменьшением тангенциальной составляющей силы резания P_t , а также трения в зоне резания. Температуры, возникающие при работе разработанным инструментом, не превышают допустимых для титановых сплавов величин, поэтому структура поверхности деталей остается неизменной, а тепловые дефекты отсутствуют.

Изучение зависимостей сил резания P_x , P_z от режимов обработки и характеристик инструмента показало, что при любых значениях глубины шлифования, скорости детали и скорости круга силы резания при шлифовании инструментом с режущей перфорированной поверхностью и с внутренним подводом СОТС значительно меньше, по сравнению с силами при обычном шлифовании. Причем эта разница на отдельных режимах может достигать 20-30%.

Уменьшение сил резания при шлифовании такими кругами объясняется следующим образом. При плоском торцовом шлифовании круг работает неравномерно всей поверхностью: основной припуск снимается участком рабочей поверхности, прилегающий к наружному диаметру, она играет роль режущей кромки.

В то же время наличие отверстий на рабочей поверхности при использовании инструментов с режущей перфорированной поверхностью создает лучшие условия для работы алмазных зерен: не требует начального условия на их вдавливание, припуск между отдельными зернами распределяется более равномерно. Все это способствует снижению сил резания. Кроме того, при шлифовании особенно торцом, когда размеры впадин между зернами малы по сравнению с размерами контактной площадки, отвод стружки из зоны резания затруднен. Стружка скапливается в зоне контакта с обрабатываемым изделием и забивает поры. Круг засаливается и теряет режущую способность. При шлифовании инструментом с режущей перфорированной поверхностью и с внутренним подводом СОТС кромки отверстий соскребают стружку, и она смывается смазочно-охлаждающим технологическим средством, не забивая поры, интенсивность процесса засаливания резко снижается, режущие свойства круга сохраняются в течение длительного времени. Чем больше глубина шлифования и скорость детали, тем значительнее действие указанных факторов, что ведет к росту разницы сил резания при шлифовании сплошным кругом и перфорированным.

Установлено, что при работе перфорированным инструментом с внутренним подводом СОТС с увеличением скорости круга до 25 м/с силы резания (P_x и P_z) независимо от глубины шлифования и скорости детали уменьшаются. Однако, в отличие от шлифования кругом со сплошной режущей поверхностью, при работе инструментом с режущей перфорированной поверхностью и с внутренним подводом СОТС эта зависимость имеет менее резко выраженный характер изменения.

Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования показали, что шлифование перфорированным инструментом с внутренним подводом смазочно-охлаждающего технологического средства обеспечивает значительное повышение производительности и увеличение долговечности деталей из титановых сплавов, и позволили:

- разработать методику моделирования многофакторного процесса шлифования перфорированным инструментом с внутренним подводом СОТС труднообрабатываемых титановых сплавов;
- сделать выбор методов многокритериальной оптимизации моделей процесса резания и инструмента с использованием лексикографического, декомпозиционного метода последовательных приближений для получения реальных проектов инструмента и назначения оптимальных режимов резания.

Опыт применения выше рассмотренного инструмента с подачей смазочно-охлаждающего технологического средства в зону резания для уменьшения трения и снижения теплонапряженности в зоне обработки труднообрабатываемых материалов показал, что новые технические решения в области абразивной обработки позволяют более рационально использовать материальные, сырьевые, трудовые и энергетические ресурсы.

Список литературы: 1. Захаренко И.П. Алмазные инструменты и процессы обработки. Киев: Техника, 1980. 215с. 2. Патент РФ на изобретение № 2095227 / МПК 6 В 24 В 55/02, Д 7/10 Абразивный инструмент для плоского шлифования / Свитковский Ф.Ю., Иванова Т.Н., Осипова Т.И., Курко В.И. /Россия/ Оpubл. 10.11.1997. Бюл. № 31. 3. Юсупов Г.Х. и др. Расширение технологических возможностей алмазного шлифования. Ижевск: Удмуртия, 1990. 138с.

Статья поступила в редакцию 24.05.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА БЕЗОТКАЗНОСТЬ СБОРНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

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

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

Безотказность функционирования режущего инструмента, основным показателем которой является средний период стойкости, определяется, прежде всего, условиями его эксплуатации. Наличие в реальных производственных условиях большого количества отказов, связанных с разрушени-

ем сборного твердосплавного инструмента, приводит к значительному снижению фактического среднего периода стойкости T в сравнении с нормативным T_H , определяемым по общепринятым стойкостным зависимостям. В связи с этим прогнозирование для различных условий эксплуатации фактических показателей безотказности является весьма актуальным.

В настоящей работе представлены результаты исследований влияния режимов резания на фактический средний период стойкости T сборного твердосплавного режущего инструмента и коэффициент вариации стойкости V_T с учетом вероятности разрушения q_P . На основании теоретических исследований для различных условий эксплуатации инструмента прогнозируются параметры закона Вейбулла распределения его стойкости.

Средний период стойкости T в зависимости от режимов резания - глубины t , подачи s и скорости v с учетом различных видов отказов может быть определен:

$$T(t, s, v) = T_H(t, s, v) q_H(t, s, v) + T_P(t, s, v) q_P(t, s, v) \quad (1)$$

где $T_H(t, s, v)$ - нормативный средний период стойкости определяемый по известным стойкостным зависимостям, представленным в справочно-нормативной литературе; $T_P(t, s, v)$ - средний период стойкости до разрушения; $q_H(t, s, v)$ - вероятность изнашивания; $q_P(t, s, v)$ - вероятность разрушения: $q_P(t, s, v) + q_H(t, s, v) = 1$.

Особенностью предлагаемой методики исследования является использование относительных показателей режимов резания, характеризующих изменение скорости резания, подачи и глубины в сравнении со значениями этих параметров, принятых за базу: $v_o = v/v_o$, $s_o = s/s_o$, $t_o = t/t_o$. В проводимых исследованиях в качестве базовых значений выбраны нормативные, соответствующие установленному для заданных условий эксплуатации нормативному значению периода стойкости. Это позволяет установить общие закономерности влияния режимов резания на показатели безотказности в любых условиях эксплуатации.

Вероятность разрушения режущего лезвия устанавливается на основании сопоставления уровня прочности режущего лезвия $P_{ин}$ с уровнем действующей на него нагрузки P_z с учетом линейного изменения прочности и нагрузки во времени [1]:

$$q_P(t_o, s_o, v_o) = \Phi \left[- \frac{[(\eta_o(t_o, s_o, v_o) - 1)/c - \tau] c / V_H \sqrt{\eta_o^2(t_o, s_o, v_o) + 1}}{V_H \sqrt{\eta_o^2(t_o, s_o, v_o) + 1}} \right], \quad (2)$$

где Φ - нормированная функция Лапласа; $\eta_o = \eta_o / t_o^{x_P} s_o^{y_P} v_o^{n_P}$ - коэффициент безопасности, определяемый в зависимости от режимов резания; x_P, y_P, n_P - показатели, характеризующие степень влияния глубины, подачи и скорости на силу резания, определяемые в зависимости от условий эксплуатации инструмента; $\eta_o = P_{ин}/P_{zб}$ - базовый коэффициент безопасности, равный отношению базовых показателей прочности и нагрузки (в проводимых исследованиях принимается постоянным); c - коэффициент, характер-

ризующий общую суммарную скорость изменения показателей прочности и нагрузки; V_{II} - коэффициент вариации показателей прочности и нагрузки.

Изменение режимов резания приводит к одновременному изменению всех указанных характеристик, в том числе и нормативного среднего периода стойкости T_H . В проводимых исследованиях постоянство T_H , а также и коэффициента c , обеспечивается корректировкой скорости резания в соответствии с выбранными значениями глубины резания и подачи:

$$v_o = 1/t_o^{x_v} s_o^{y_v}, \quad (3)$$

где - x_v , y_v - показатели, характеризующие степень влияния глубины и подачи на скорость резания, определяемые в зависимости от условий эксплуатации.

В этом случае коэффициент безопасности в зависимости от глубины резания и подачи может быть определен следующим образом:

$$\eta_o = \eta_o / t_o^{(x_p + nx_v)} s_o^{(y_p + ny_v)}. \quad (4)$$

Средний период стойкости до разрушения определяется [1], исходя из нормального закона распределения стойкости до разрушения с параметрами - фактическим средним и среднеквадратичным отклонением периода стойкости $T_{P\phi} = (\eta_o(t_o, s_o, v_o) - 1)/c$ и $S_{P\phi} = V_{II} \sqrt{(\eta_o^2(t_o, s_o, v_o) + 1)/c}$:

$$T_P(t_o, s_o, v_o) = \int_0^{1,9T_H} \frac{c}{V_{II} \sqrt{2\pi[\eta_o^2(t_o, s_o, v_o) + 1]}} e^{-\frac{[(\eta_o(t_o, s_o, v_o) - 1)/c - \tau]^2 c^2}{2V_{II}^2[\eta_o^2(t_o, s_o, v_o) + 1]}} d\tau. \quad (5)$$

На рис. 1 представлены графики плотности распределения стойкости до разрушения $f_{TPi}(\tau)$ при различных условиях эксплуатации инструмента, причем с увеличением режимов резания фактические средние периоды стойкости до разрушения $T_{P\phi i}$ снижаются. Однако, в связи с тем, что при функционировании инструмента наблюдаются только указанные на рис.1 усеченные плотности распределения с границей усечения $T_{yc} \approx T_H + 3S_H \approx 1,9T_H$, то средний период стойкости до разрушения T_{Pi} имеет немонотонный характер связи с режимами резания. С увеличением режимов резания T_{Pi} сначала увеличивается, достигает максимума при $T_P = T_H$, а затем вновь снижается, что наглядно иллюстрируется площадями заштрихованных областей, численно равных среднему периоду стойкости до разрушения.

На рис.2 представлены безразмерные двухпараметрические зависимости фактического $T_{P\phi}(t_o, s_o)/T_{P\phi}(1,1)$ и фиксируемого в эксплуатации $T_P(t_o, s_o)/T_P(1,1)$ средних периодов стойкости до разрушения от относительных показателей глубины резания t_o и подачи s_o .

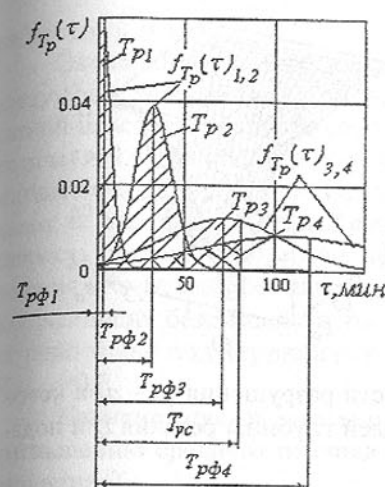


Рис. 1. Графики плотности распределения $f_{TP}(\tau)$ стойкостей до разрушения $T_{P\phi}$ при различных режимах резания

представлены на рис 3.

С учетом установленных ранее теоретических зависимостей (1) - (6) поправочный коэффициент K может быть представлен в виде:

$$K = 1 - \frac{1}{T_H} \Phi \left[-\frac{(\eta_o - 1 - 1,9T_H c)}{V_{II} \sqrt{\eta_o^2 + 1}} \right] \int_0^{1,9T_H} \frac{c}{V_{II} \sqrt{2\pi(\eta_o^2 + 1)}} e^{-\frac{[(\eta_o - 1)/c - \tau]^2 c^2}{2V_{II}^2[\eta_o^2 + 1]}} d\tau \quad (7)$$

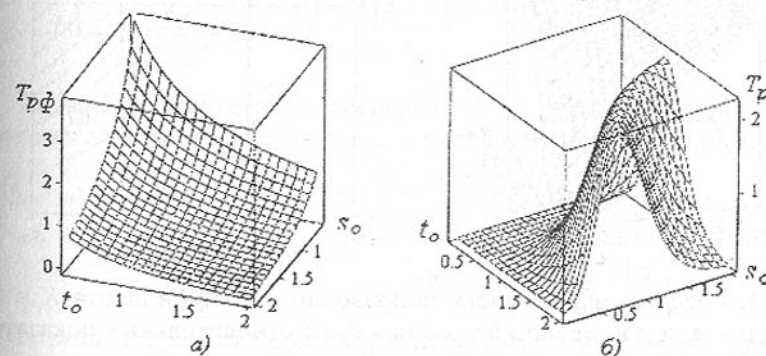


Рис.2. Графики зависимости средних периодов стойкости до разрушения: фактического $T_{P\phi}$ - а) и фиксируемого в эксплуатации T_P - б) от относительных показателей глубины резания t_o и подачи s_o .

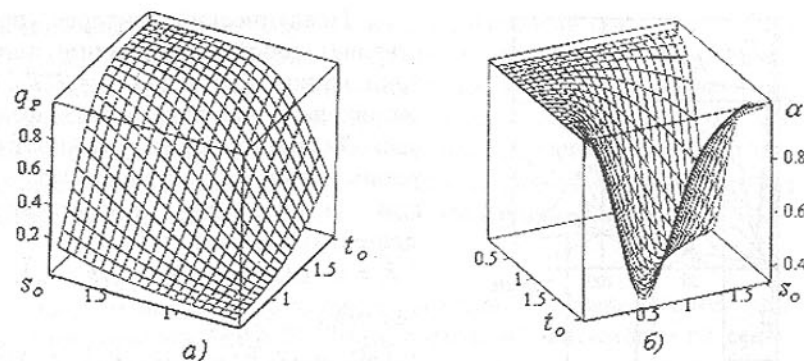


Рис.3. Графики зависимости вероятности разрушения q_p - а) и коэффициента α - б) от относительных показателей глубины резания t_o и подачи s_o .

Графики зависимости поправочного коэффициента K от относительного изменения глубины резания и подачи представлены на рис. 3. Графики наглядно иллюстрируют, что с увеличением относительных показателей глубины резания t_o и подачи s_o поправочный коэффициент K уменьшается. Снижение фактического среднего периода стойкости в сравнении с нормативным может быть количественно оценено с помощью графика, представленного в виде линий уровня, на которых цифрами указаны значения поправочного коэффициента K .

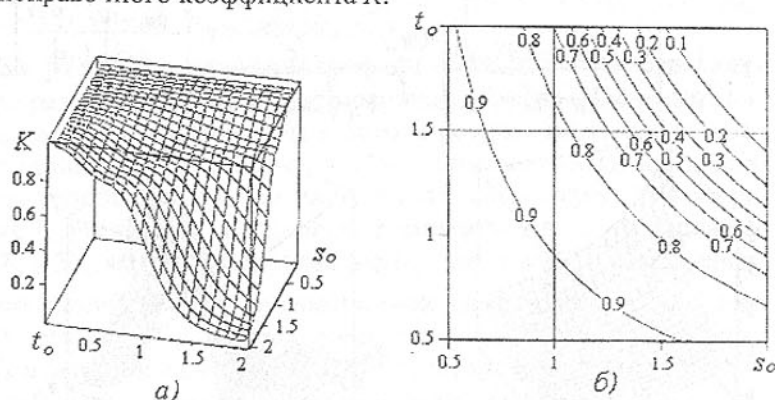


Рис.4. Графики зависимости поправочного коэффициента K в виде поверхности - а) и в виде линий уровня - б) от относительных показателей глубины резания t_o и подачи s_o .

Для теоретических исследований безотказности использованы следующие значения параметров: стойкость инструмента $T_H = 30$ мин.; показатели $x_p = 1,0$; $y_p = 0,75$; $n = -0,15$; $x_v = 0,15$; $y_v = 0,35$; $m = 0,2$ с $\sigma = 0,02$; коэффициент вариации показателей прочности $V_H = 0,3$; коэффициент безо-

пасности $\eta_6 = 3$.

Экспериментальные исследования безотказности выполнены для следующих условий: обрабатываемый материал - сталь 45, материал квадратной пластины сборного резца - Т5К10, скорость резания $v = 114$ м/мин, подача $s = 0,47$ мм/об., глубина резания $t = 4$ мм. Соответствующие этим режимам сила резания $P_z = 5$ кН, стойкость инструмента $T_H = 30$ мин., коэффициент ее вариации $V_H = 0,3$. Режимы при испытаниях резца на прочность: скорость резания $v = 20$ м/мин, разрушающая подача $s_p = 1,51$ мм/об., глубина резания $t = 6$ мм; сила резания $P_{ин} = 15,6$ кН, коэффициент ее вариации $V_H = 0,3$. Коэффициент безопасности $\eta_6 = 3$. Экспериментальные исследования достаточно точно подтвердили результаты теоретических расчетов: $K_{теор} = 0,75$; $K_{экспер} = 0,7$.

Наличие отказов, связанных с разрушением, приводит не только к уменьшению среднего периода стойкости T , но и изменяет коэффициент вариации V_T :

$$V_T(t_o, s_o, v_o) = \sqrt{V_H^2 + \alpha(t_o, s_o, v_o)^2 q_p(t_o, s_o, v_o)^2} / (1 - \alpha(t_o, s_o, v_o) q_p(t_o, s_o, v_o)). \quad (8)$$

Установленные закономерности влияния режимов резания на средний период стойкости и коэффициент ее вариации позволяют для любых условий эксплуатации прогнозировать параметры масштаба a и формы b наиболее распространенного для режущего инструмента закона Вейбулла распределения стойкости, представляемого функцией распределения $F(t) = 1 - e^{-(t/a)^b}$.

Зависимость параметра формы b закона Вейбулла от режимов резания с учетом вероятности разрушения $q_p(t_o, s_o, v_o)$ имеет вид:

$$b(t_o, s_o, v_o) = \exp \left[\frac{-1,1 \ln \sqrt{V_H^2 + \alpha(t_o, s_o, v_o)^2 q_p(t_o, s_o, v_o)^2}}{1 - \alpha(t_o, s_o, v_o) q_p(t_o, s_o, v_o)} \right]. \quad (9)$$

Параметр масштаба a в зависимости от режимов резания с учетом вероятности разрушения $q_p(t_o, s_o, v_o)$ может быть представлен выражением:

$$a(t_o, s_o, v_o) = \frac{T_H (1 - \alpha(t_o, s_o, v_o) q_p(t_o, s_o, v_o))}{\Gamma \left\{ 1 + \frac{1}{\exp \left[\frac{-1,1 \ln \sqrt{V_H^2 + \alpha(t_o, s_o, v_o)^2 q_p(t_o, s_o, v_o)^2}}{1 - \alpha(t_o, s_o, v_o) q_p(t_o, s_o, v_o)} \right]} \right\}}. \quad (10)$$

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

Таблица 1 – Оценка параметров закона Вейбулла распределения стойкости

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

Таким образом, на основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлены взаимосвязи основных показателей безотказности с режимами резания, позволяющие регламентировать гарантированный уровень его надежности с учетом вероятности возникновения неблагоприятных видов отказов, связанных с разрушением режущего инструмента.

Список литературы: 1. Ивченко Т.Г. Учет вероятности разрушения инструмента при определении среднего периода его стойкости // Международный сборник науч. трудов Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Донецк: ДонГУ. - Вып. - 19. - 2002. - С. 58-62.

Статья поступила в редакцию 12.06.2002 г.

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ РЕЗАНИИ ИНСТРУМЕНТАМИ ИЗ МИНЕРАЛОКЕРАМИКИ

Ивченко Т.Г., Петрусенко Л.А., Дарда Л.А., Бобырь Н.А.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The theoretical and experimental investigation of cutting tools temperature used for increasing of reliability. The creation of the optimum cutting conditions made the improvement of cutting tools effective exploitation.

Одним из направлений интенсификации процесса резания является использование высокоскоростной обработки инструментами, оснащенными минералокерамикой. Обладая высокой твердостью и красностойкостью, они существенно повышают производительность механообработки с одновременным обеспечением высокого качества обработанной поверхности.

Однако низкая теплопроводность инструментов из минералокерамики и высокие скорости резания обуславливают и значительное увеличение температуры в зоне резания. В связи с этим весьма актуальны исследова-

ния тепловых закономерностей процесса резания этими инструментами и разработка рекомендаций по выбору рациональных условий их эксплуатации. Работа посвящена исследованию температурных полей резцов с пластинами из минералокерамики и обрабатываемых ими заготовок с использованием одного из наиболее распространенных в теплофизике аналитических методов расчета – метода источников.

Основным источником теплоты при лезвийной обработке является зона резания, размеры которой существенно меньше размеров обрабатываемой детали и лезвия инструмента. В связи с этим при схематизации компонентов технологической системы, представленной на рис.1, деталь рассматривается как полубесконечное тело, лезвие – как бесконечный клин.

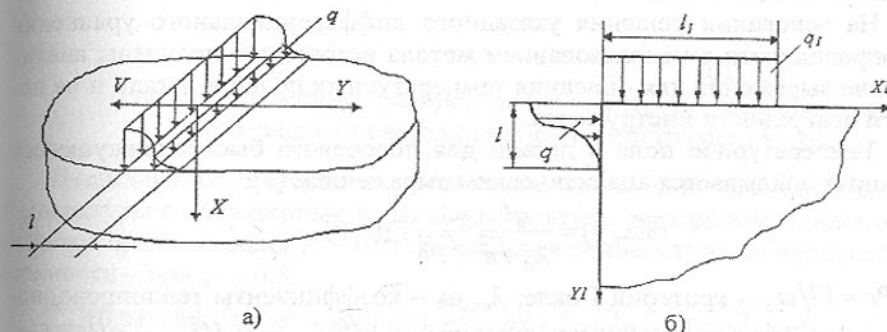


Рис. 1. Схематизация компонентов технологической системы: детали – а), лезвия инструмента – б)

Источником теплоты, возникающий на поверхности заготовки в результате взаимодействия с инструментом, принимается быстро движущимся полосовым шириной l , определяемой условиями контакта инструмента с деталью. Закон распределения плотности теплового потока q – нормальный несимметричный с функцией распределения $f(\psi_u) = \exp[-k_0(1 - \psi_u)]$.

Источник теплоты на задней поверхности лезвия инструмента принимается неподвижным плоским двумерным прямоугольным с размерами $b \times l$, равными площадке контакта детали с задней поверхностью (b – ширина среза, l – износ по задней поверхности), с нормальным несимметричным законом распределения плотности теплового потока q .

Источник теплоты на передней поверхности лезвия инструмента принимается плоским двумерным прямоугольным с размерами $b \times l_1$, равным площадке контакта стружки с передней поверхностью. Закон распределения плотности теплового потока q_1 – равномерный с функцией распределения $f(\psi_u) = 1$.

Мощность источника теплоты определяется скоростью его перемещения V и силой P , действующей в направлении перемещения источника в зоне обработки: $W = PV$.

Для установившегося процесса резания стационарное температурное поле описывается следующим дифференциальным уравнением теплопроводности [1]:

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} = 0; \quad \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = 0,$$

где Θ, x, y, z, τ - температура, координаты точек тела и время.

На площадках контакта лезвия инструмента со стружкой и деталью имеют место граничные условия второго рода, определяемые законами распределения плотности тепловых потоков q и q_1 . Предполагается, что остальные участки поверхностей пластины не обмениваются теплотой с окружающей средой и отдаленными от источника тепловыделения поверхностями. Для них $q_s = 0$.

На основании решения указанного дифференциального уравнения теплопроводности с использованием метода источников получены аналитические выражения для описания температурных полей в детали и на передней поверхности инструмента.

Температурное поле в детали для полосового быстро движущегося источника описывается аналитическим выражением [1]:

$$\Theta(x, y) = \frac{ql}{\lambda_0 \sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{Pe}} T(\psi, \nu), \quad (2)$$

где $Pe = Vl/\omega_0$ - критерий Пекле; λ_0, ω_0 - коэффициенты теплопроводности и температуропроводности детали; x/l ; y/l ; z/l - безразмерные координаты; $T(\psi, \nu)$ - безразмерное распределение температур

$$T(\psi, \nu) = \frac{1}{2} \int_0^{\Delta} \frac{f(\psi_u) d\psi_u}{\sqrt{\psi - \psi_u}} \exp\left(-\frac{Pe}{4} \frac{\nu^2}{\psi - \psi_u}\right), \quad (3)$$

где Δ - верхний предел интеграла: $\Delta = \psi$ при $0 \leq \psi \leq 1$ и $\Delta = 1$ при $\psi > 1$.

Температурное поле на передней поверхности лезвия, возникающее под действием неподвижного двумерного прямоугольного источника теплоты описывается выражением:

$$\Theta(x_1, z_1) = K(\beta) \frac{q_1 l_1}{4\pi\lambda_u} T(\psi_1, \zeta_1), \quad (4)$$

где $K(\beta)$ - коэффициент, зависящий от угла заострения лезвия β ; λ_u - коэффициент теплопроводности инструмента; $l_1 = x_1/l_1$; $\zeta_1 = z_1/l_1$ - безразмерные координаты; $T(\psi_1, \zeta_1)$ - безразмерное распределение температур

$$T(\psi_1, \zeta_1) = \int_0^{l_1} d\psi_1 \int_{-0.5b}^{+0.5b} \frac{d\zeta_1}{\sqrt{(\psi_1 - \psi_1_u)^2 + (\zeta_1 - \zeta_1_u)^2}}. \quad (5)$$

Безразмерное распределение температур в детали $T(\psi, \zeta)$ и по передней поверхности лезвия инструмента $T(\psi_1, \zeta_1)$ представлено на рис.2.

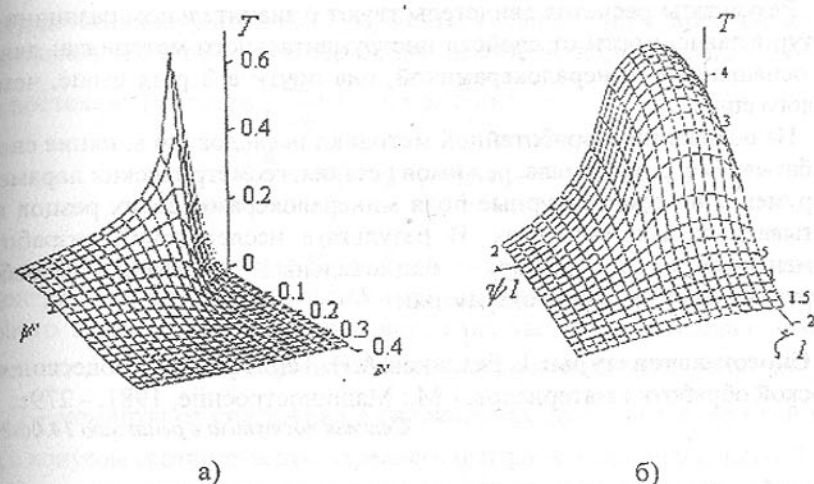


Рис.2. Безразмерное распределение температур в детали - а) и по передней поверхности лезвия инструмента - б)

Представляют интерес аналитические выражения для определения температуры в характерных точках: температура на вершине лезвия определяется при значениях $\psi = 0$, максимальная температура на передней поверхности - при $\psi = 0,5$:

$$T_{\text{вер}}(0,0) = \ln\left(\frac{\sqrt{1+\eta^2} + \eta}{\sqrt{1+\eta^2} - \eta}\right) + 2\eta \ln\left|\frac{\eta}{\sqrt{1+\eta^2} - \eta}\right|. \quad (6)$$

$$T_{\text{max}}(0,5,0) = \ln\left|\frac{\eta + \sqrt{0,25 + \eta^2}}{\sqrt{0,25 + \eta^2} - \eta}\right|. \quad (7)$$

Расчеты температур выполнены для следующих условий: обрабатываемый материал - закаленная сталь 45, $\sigma_s = 1000$ МПа, коэффициент усадки $k=2,0$; режимы резания - глубина резания $t=1$ мм, подача $s=0,1$ мм/об, скорость резания $v=120$ м/мин., износ по задней поверхности лезвия $h=0,4$ мм. Геометрические параметры резцов - углы в плане $\phi = \phi_1 = 45^\circ$, передний угол $\gamma = -5^\circ$, задний угол $\alpha = 5^\circ$.

Результаты расчета температур для резцов, оснащенных минералокерамикой, в сравнении с твердосплавными резцами представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Результаты расчета температур на передней поверхности лезвия

Инструментальный материал	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/м ³ ·°С	Температура вершины лезвия, Θ °С	Наибольшая температура, Θ_{max} °С
ЦМ332	12,0	1023	1609
ВМК60	14,6	1011	1323
T15K6	27,2	543	710

Результаты расчетов свидетельствуют о значительном различии температур в зависимости от свойств инструментального материала: для резцов, оснащенные минералокерамикой, она почти в 2 раза выше, чем для твердого сплава.

На основании разработанной методики исследовано влияние свойств обрабатываемого материала, режимов резания, геометрических параметров инструмента на температурные поля минералокерамических резцов и обрабатываемых ими заготовок. В результате исследований разработаны рекомендации по выбору рациональных условий обработки инструментами из минералокерамики.

Список литературы: 1. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. - М.: Машиностроение, 1981. - 279с.

Статья поступила в редакцию 14.06.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ДАВЛЕНИЯ ПОВОДКА НА ПОВОДКОВУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ПРИ КРУГЛОМ НАРУЖНОМ ШЛИФОВАНИИ

Ильицкий В. Б., Ерохин В. В. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

In the BSTU the methodology of constructing of technological equipment ensuring the given parameters of an exactitude of handling, geometrical exactitude and surface roughness is created.

При круглом наружном шлифовании цилиндрической заготовки, установленной в технологические центры, наибольшее влияние на формирование макроотклонений оказывает не скомпенсированный крутящий момент, передаваемый от планшайбы к заготовке через технологический хомутик. Нахождение величины силы давления поводка на поводковую поверхность является одной из главных задач в определении параметров отклонения от круглости и цилиндричности, радиального биения.

По теореме об изменении главного момента количества движения материальной системы имеем:

$$\frac{dL_o}{dt} = \sum_{k=1}^n m_o (F_k^e) \quad (1)$$

где $\frac{dL_o}{dt}$ – производная по времени главного момента количества движения

материальной системы относительно неподвижного центра; $\sum_{k=1}^n m_o (F_k^e)$ – векторная сумма моментов всех внешних сил системы относительно того же центра.

Подставляя в уравнение (1) моменты внешних сил относительно оси z и учитывая, что в процессе обработки заготовки частота вращения заготовки постоянна ($\omega = \text{const}$, $\frac{dL_o}{dt} = 0$), получим:

$$F_n = \frac{P_z \frac{d}{2} + M_{A.z.mp}^e + M_{B.z.mp}^e - G \sin \omega t}{E_n} \quad (2)$$

где E_n – плечо действия силы F_n относительно оси Oz ; e – величина смещения центра тяжести системы заготовка – плавающая поводковая часть поводкового приспособления от оси вращения заготовки в радиальном направлении; d – диаметр обрабатываемой поверхности заготовки; $M_{A.z.mp}^e$, $M_{B.z.mp}^e$ – моменты от сил трения в сопряжениях центровых отверстий заготовки с конусом соответственно переднего центра А и заднего центра В.

Для определения момента силы трения рассмотрим сопряжение поверхности технологического центра с центровым отверстием заготовки (рис. 1) при ее поджатии бабкой станка (действия сил тяжести, резания, давления поводка на поводковую поверхность не учитываются). В сопряжении действует линейно распределенная нагрузка q'_A по площади контакта. Давление p , приходящееся на единицу конической площади, рассчитывается по формуле:

$$p = q'_A = \frac{R'_A}{\pi \cdot l(R_1 + r)}, \quad (3)$$

где R'_A – сила реакции опоры (перпендикулярной поверхности контакта) от действия технологического центра на центровое отверстие заготовки ($R'_A = P_{oc} \sin \omega t$); l – длина образующей усеченного конуса; R , r – радиусы соответственно нижнего и верхнего основания усеченного конуса.

Элементарная боковая площадь dS любого тела вращения рассчитывается по формуле:

$$dS = 2\pi f(z) \sqrt{1 + (f'(z_i))^2} dz, \quad f(z) = \frac{R_1 - r}{l_1} z + r \quad (4)$$

где $2\pi f(z)$ – длина окружности сечения тела плоскостью перпендикулярной оси Oz ; $\sqrt{1 + (f'(z_i))^2} dz$ – элементарная длина дуги тела вращения; $f(z)$ – функция, определяющая вид образующей тела вращения.

Сила трения, приложенная к этой элементарной площади, равна

$$dR'_A = (f \cdot p) dS = \frac{f_A \cdot R'_A}{\pi l(R_1 + r)} 2\pi \left(\frac{R_1 - r}{l_1} z + r \right) \frac{l}{l_1} dz \quad (5)$$

где f – коэффициент трения.

Элементарный момент от силы трения:

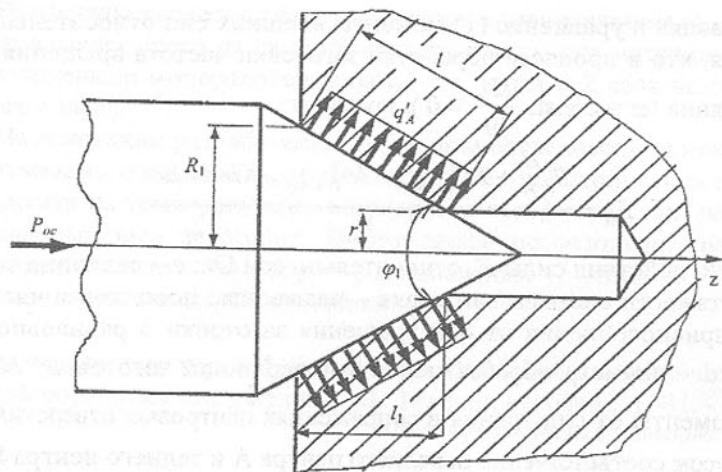


Рис. 1. Схема действия силы реакции в зоне контакта

$$dM_{A.z.mp}^e = \left(\frac{R_1 - r}{l_1} z + r \right) dR'_A = \frac{2f_A \cdot R'_A}{l_1(R_1 + r)} \left(\frac{R_1 - r}{l_1} z + r \right)^2 dz \quad (6)$$

Интегрируя правую и левую части выражения (6), определим момент силы трения вокруг оси Oz:

$$M_{A.z.mp}^e = \frac{2}{3} \frac{f_A \cdot R'_A (R_1^3 - r^3)}{R_1^2 - r^2}; \quad (7)$$

где f_A, f_B — коэффициент трения при скольжении центрального отверстия заготовки по конической поверхности соответственно переднего и заднего центров.

Влияние силы тяжести G на момент от силы трения определяется через реакцию опоры R_G от этой силы (G). Величины реакции опор от силы тяжести имеют вид:

$$R_{G.A} = \frac{Z_G G}{L}; \quad R_{G.B} = \frac{G(L - Z_G)}{L}, \quad (8)$$

где $R_{G.A}, R_{G.B}$ — соответственно реакции опор A и B от действия силы тяжести G ; L — длина заготовки; Z_G — расстояние от торца заготовки, ближайшего к задней бабке станка, до центра ее тяжести по оси Oz.

Распределение нагрузки в зоне контакта с учетом силы тяжести представлено на рис. 2. Давление в зоне контакта от сил G и P_{oc} можно рассчитать по формулам:

$$p_A = \left\{ \frac{R'_A}{2\pi l(R_1 + r)} + \frac{R_{G.A} \cos \frac{\varphi_1}{2}}{2\pi l(R_1 + r)} \right\} + \left\{ \frac{R'_A}{2\pi l(R_1 + r)} \right\} = \frac{1}{2\pi l(R_1 + r)} \left(2R'_A + R_{G.A} \cos \frac{\varphi_1}{2} \right);$$

$$p_B = \left\{ \frac{R'_B}{2\pi l(R_1 + r)} + \frac{R_{G.B} \cos \frac{\varphi_1}{2}}{2\pi l(R_1 + r)} \right\} + \left\{ \frac{R'_B}{2\pi l(R_1 + r)} \right\} = \frac{1}{2\pi l(R_1 + r)} \left(R'_e + R_{G.B} \cos \frac{\varphi_1}{2} \right). \quad (9)$$

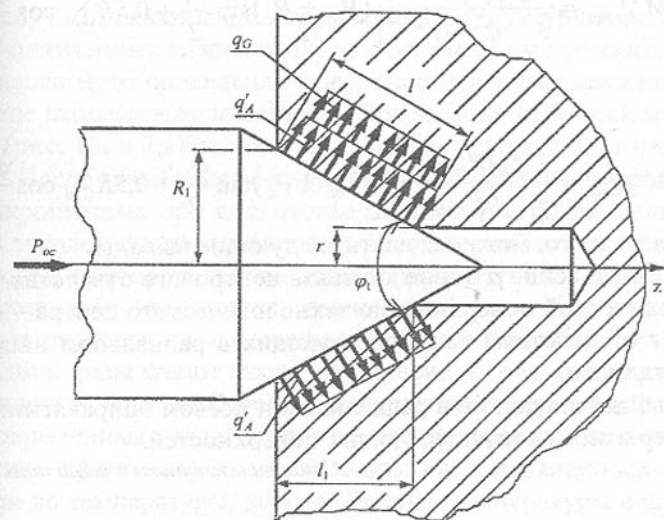


Рис. 2. Схема действия сил реакций в зоне контакта заготовки с центром

В выражениях (9) первая фигурная скобка относится к верхней полуплоскости зоны контакта, а вторая к нижней полуплоскости зоны контакта.

Рассмотрим влияние воздействий сил резания (составляющих P_z, P_y), давления поводка на поводковую поверхность на общее давление в зоне контакта. Так как силы P_y, P_z, F_n действуют в радиальном направлении на заготовку, когда она уже закреплена в центрах, то увеличение деформаций от этих сил в одной полуплоскости контакта приводит к уменьшению деформаций в противоположной полуплоскости на ту же величину. Это значит, что величина общего момента трения в рассматриваемой зоне контакта не зависит от сил P_y, P_z, F_n . Однако осевая составляющая сил резания P_x влияет на величину давления p (давлением поводкового элемента на заготовку в осевом направлении пренебрегаем из-за малой ее величины), и давление p примет окончательный вид:

$$P_A = \frac{1}{2\pi(R_1 + r)} \left(2R'_A + R_{G.A} \cos \frac{\varphi_1}{2} \right) \pm \frac{P_x}{\pi(R_1 + r)} \sin \frac{\varphi_1}{2};$$

$$P_B = \frac{1}{2\pi(R_1 + r)} \left(2R'_B + R_{G.B} \cos \frac{\varphi_1}{2} \right) \mp \frac{P_x}{\pi(R_1 + r)} \sin \frac{\varphi_1}{2}. \quad (10)$$

Учитывая выражение (10) и ход решения задачи по определению момента силы трения относительно оси Oz, определим конечную формулу по расчету момента трения:

$$M_{A.z.mp}^e = \frac{2}{3} \frac{f_A(R_1^3 - r^3)}{R_1^2 - r^2} \left[(P_{oc} \pm P_x) \sin \frac{\varphi_1}{2} + 0,5 R_{G.A} \cos \frac{\varphi_1}{2} \right];$$

$$M_{B.z.mp}^e = \frac{2}{3} \frac{f_B(R_1^3 - r^3)}{R_1^2 - r^2} \left[(P_{oc} \pm P_x) \sin \frac{\varphi_1}{2} + 0,5 R_{G.B} \cos \frac{\varphi_1}{2} \right]. \quad (11)$$

Исходя из этого, можно сделать следующие выводы:

1. Общее давление p в зоне контакта центрального отверстия заготовки с рабочей конической поверхностью технологического центра – величина, не зависящая от действий сил, действующих в радиальном направлении, кроме силы тяжести.

2. Силы, действующие в радиальном и осевом направлении, определяют характер износа контактирующих поверхностей.

Статья поступила в редакцию 7.05.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ПОКРЫТИЙ ПОСЛЕ ИМПУЛЬСНО-ПЛАЗМЕННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

Ильющенко А.Ф., Оковитый В.А., Шевцов А.И., Ильющенко Т.А.
(Институт порошковой металлургии, г. Минск, Беларусь)

Subject of the work is a technology of plasma impulse jet on wear resistant coatings, obtained by plasma spraying. There are determined optimum distances and the quantity of impulse effects coatings after their plasma spraying. The investigation results are discussed.

Введение

Важным этапом в достижении необходимых свойств покрытий является последующая обработка напыленных слоев. Одной из которых является оплавление напыленных слоев высококонцентрированными потоками энергии (плазма, импульс плазмы, электронный и лазерный лучи) с уровнем удельной мощности от 10^3 до 10^8 Вт/см². Однако механизм упрочнения и управления структурой и свойствами напыленных слоев при такой тер-

мообработке покрытий изучен недостаточно [1-3]. Данное утверждение относится прежде всего к покрытиям из композиционных материалов с гетерогенным фазовым составом. Вместе с тем упомянутые покрытия, в частности с компонентами твердой смазки, находят все более широкое применение. Учитывая вышеизложенное, целью представленных исследований является изучение механизма упрочнения газотермически напыленных композиционных покрытий при их обработке высококонцентрированными потоками энергии, получаемой от импульсов плазмы.

Обсуждение результатов

На рис. 1, 2 показаны фотографии микроструктуры покрытий после импульсно-плазменных воздействий при оптимальных режимах. Согласно рисункам достигнуто оплавление поверхности и ниже лежащих слоев по всей толщине напыленного материала. При этом напыленный материал без обработки (рис. 1, а и 2, а) отличается своей поверхностью и ниже лежащими слоями. После обработки уменьшился обобщенный показатель пористости и выкрошенных при подготовке шлифов частиц карбидной фазы и включений твердой смазки (таблица 1). Данные в таблице 1 свидетельствуют о том, что плотность и когезионная прочность напыленных материалов после импульсно-плазменных воздействий увеличилась. Вместе с тем остаточная пористость и выкрошенные частицы включений твердой смазки и карбидной фазы имеют место, что очевидно, связано с кратковременностью тепловых и динамических импульсных воздействий (~200 мкс). При кратковременных воздействиях с высоким уровнем их локализации и концентрации выделяемой энергии тонкие слои напыленных материалов нагреваются до температуры, которая больше температуры плавления элементов композиционных покрытий. Первый импульс оплавляет тонкий поверхностный слой. При повторном импульсе теплопередача через этот слой облегчается, а тепловая энергия концентрируется в следующем по толщине покрытия слое, который в свою очередь оплавляется, и т.д. до полного оплавления покрытия.

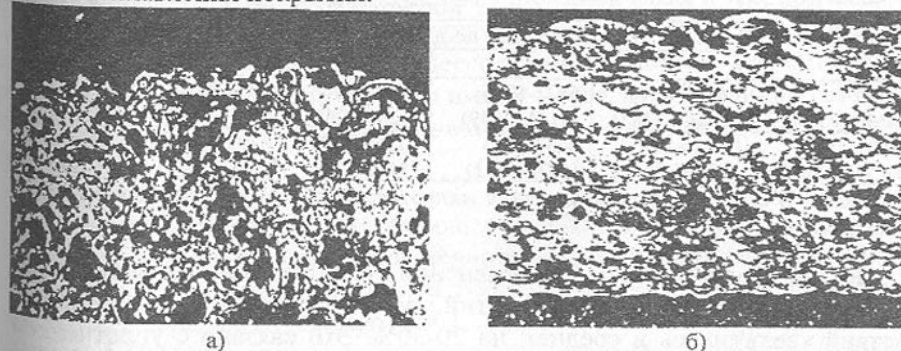
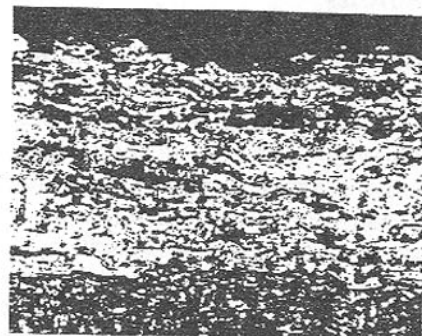


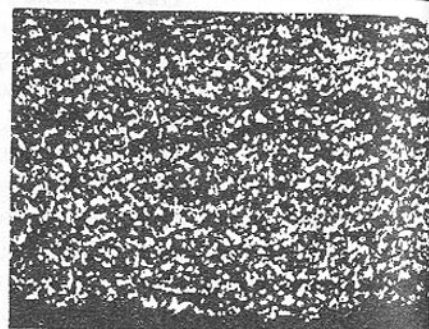
Рис. 1. Микроструктура покрытия Ni80Cr20+12,5%MoS₂/55%TiC, а) в исходном состоянии; б) после импульсно-плазменных воздействий

Таблица 1 – Обобщенный показатель пористости и выкрошенных при подготовке шлифов частиц покрытий, полученных плазменным напылением с последующей импульсно-плазменной обработкой

Покрытие	Обобщенный показатель пористости и выкрошенных при подготовке шлифов частиц покрытий, %	
	до обработки покрытия	после обработки покрытия
Ni80Cr20+12,5MoS ₂ /55%TiC	8,6-11,4	7,7-10,0
Ni80Cr20+12,5%CaF ₂ /55%TiC	9,5-12,7	8,9-11,8



а)



б)

Рис.2. Микроструктура покрытия Ni80Cr20+12,5%CaF₂/55%TiC а) в исходном состоянии; б) после импульсно-плазменных воздействий (×200)

Для комплексной оценки эффективности импульсно-плазменных воздействий металлографический анализ образцов дополнен замерами микротвердости напыленных и оплавленных на оптимальных режимах материалов. Результаты замеров представлены в таблице 2.

Таблица 2. Микротвердость напыленных и обработанных импульсами плазмы покрытий

Покрытие	Микротвердость, МПа				
	Пояса замеров по длине поперечного сечения покрытия				
	1	2	3	4	5
Ni80Cr20+12,5%MoS ₂ /55%TiC	6296-8510 (5264-7282)	6422-8956 (4144-6649)	7022-9396 (5202-7065)	6986-8510 (4342-7662)	7312-9953 (5827-6919)
Ni80Cr20+12,5%CaF ₂ /55%TiC	5615-8701 (5196-7641)	6537-9245 (4878-6851)	7155-10094 (5462-7765)	8293-9749 (6911-8045)	5681-9207 (6253-7547)

Примечание. В скобках указаны значения микротвердости для напыленных и необработанных материалов.

Как видно из таблицы 2, в сравнении с необработанным материалом микротвердость напыленных покрытий после импульсно-плазменных воздействий увеличилась в среднем на 20-30%. Это связано с уплотнением покрытий, изменением их напряженного состояния и тонкой структуры. В сравнении с композицией NiCr80Cr20+12,5%MoS₂/55%TiC у покрытия

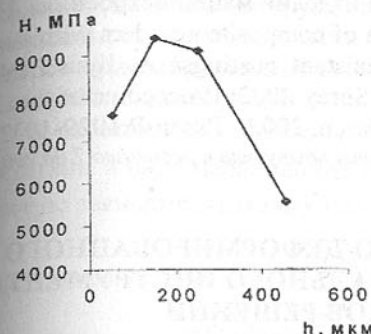


Рис. 3. Изменение микротвердости по толщине обработанного покрытия NiCr80Cr20+12,5% MoS₂/55%TiC

никающими при повторяющихся импульсно-плазменных воздействиях термическими, структурными напряжениями, дислокациями.

Выводы

Проведены исследование и оптимизация технологических параметров импульсно-плазменной обработки напыленных самосмазывающихся материалов. Установлено, что оптимальная дистанция импульсно-плазменного воздействия для композиций Ni80Cr20+12,5%MoS₂/55%TiC и Ni80Cr20+12,5%CaF₂/55%TiC составляет 0,38 м, для композиции FeCr30Mo3+7%графита/70%TiC – 0,4 м; оптимальное количество импульсов – 5. При этом достигнуто оплавление поверхности и нижележащих слоев по всей толщине напыленных материалов. Повышается плотность и когезионная прочность напыленных материалов, о чем свидетельствует уменьшение на 11-14% их обобщенного показателя пористости и выкрошенных при подготовке шлифов частиц карбидной фазы и твердой смазки. Такая трансформация структуры способствует сопротивлению покрытия механическому разрушению в процессе трения. Вместе с тем остаточная пористость и выкрошенные частицы имеют место, что, очевидно связано с кратковременностью тепловых и динамических импульсных воздействий (~200 мкс).

Список литературы: 1. Ильющенко А.Ф., Шевцов А.И., Оковитый В.А., Никитина А.С. Аспекты плазменного напыления износостойких композиционных покрытий // 6-ая Международная конференция «Пленки и покрытия 2001», С.-Петербург. 2001. С. 308-314. 2. Ильющенко А.Ф., Шевцов А.И., Оковитый В.А., Ивашко В.С. Аспекты выбора материалов газотермически напыленных покрытий при восстановлении и упрочнении коленчатых валов ДВС // Сб. науч. Трудов «Теоретические и технологиче-

ские основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения», Новополоцк, 2001. С. 166-170. 3. Investigation of composite powders with a carbide phase for plasma spraying of wear resistant coatings/ A. Ilyuschenko, A. Shevtsov, V. Okovity and other // Thermal Spray 2002: Proceedings of the International Thermal Spray Conference, 4-6 March, 2002.- Essen-P. 1029-1032.

Статья поступила в редакцию 7.06.2002 г.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МАТРИЦЫ ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА И СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ РЕШЕНИЙ

Ищенко А.Л., Байков А.В., Швырев Д.А.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In a paper the solution of a task is intense - is deformed condition of a matrix of the grinding instrument by an analytical method and its comparison with a finite element method is reduced.

Шлифовальные инструменты на эластичных связках характеризуются способностью абразивных зерен погружаться в связку, под действием сил действующих на них со стороны обрабатываемого материала. При этом перемещение абразивного зерна не зависит или слабо зависит от перемещения соседних зерен. Погружение зерен в связку изменяет параметры рабочей поверхности шлифовального инструмента и, соответственно, характер протекания процесса резания. Это в свою очередь определяет основные показатели процесса шлифования: производительность шлифования и качества обработанной поверхности.

Анализ указанных явлений связан с изучением напряженно-деформированного состояния эластичной связки в месте контакта ее абразивным зерном под действием на него сил резания. Ряд авторов брались за решение данной задачи [1,2], моделируя абразивное зерно шаром, что существенно искажает реальную геометрическую картину. Это позволяет рассматривать полученные ими результаты как предварительные, требующие дополнительных исследований. Поскольку решение данной задачи аналитически связано с определенными трудностями, целесообразно для получения результата применить один из численных методов решения — метод конечных элементов [3], а также проверить его аналитическим решением.

Для оценки точности решения задачи методом конечных элементов воспользуемся аналитическим решением осесимметричной задачи давления параболоида на упругое полупространство. Аналитически задача решалась без учета сил трения.

Рассматривая геометрию абразивного пространства и характер действия сил на абразивное зерно отметим, что перемещение абразивных зерен

в шлифовальном инструменте происходит в основном под действием радиальной составляющей силы резания. Поэтому для абразивного инструмента с ориентированным расположением рабочей части зерна моделируем параболоидом вращения.

В работах А.И. Лурье, И.Я. Штаермана рассмотрен осесимметричный штамп в виде параболоида с уравнением $z = A\rho^2$. Установим аналитическую зависимость между силой и перемещением. Пусть

$$f(\rho) = A\rho^2 \quad (1)$$

В таком случае

$$\Delta f(\rho) = \left(\frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \right) f(\rho) = A\lambda^2 \rho^{\lambda-2} \quad (2)$$

Вводя новую переменную $\rho = a \sin \tau$, получим следующее выражение для силы, действующей на штамп:

$$\begin{aligned} P &= \frac{2E}{1-\nu^2} \int_0^a \Delta f(\rho_1) \rho_1 \sqrt{a^2 - \rho_1^2} d\rho_1 = \\ &= \frac{2E}{1-\nu^2} A a^{\lambda+1} \lambda^2 \int_0^{\pi/2} (\sin^{\lambda-1} \tau - \sin^{\lambda+1} \tau) d\tau = \\ &= \frac{2E}{1-\nu^2} A a^{\lambda+1} \lambda^2 \left[\frac{2^{\lambda-2}}{\Gamma(\lambda)} - \frac{2^{\lambda}}{\Gamma(\lambda+2)} \right] \end{aligned}$$

После некоторых преобразований находим окончательно

$$P = \frac{2E}{1-\nu^2} A a^{\lambda+1} 2^{\lambda-1} \frac{\lambda^2}{\lambda+1} \frac{\Gamma^2(\lambda/2)}{\Gamma(\lambda)} \quad (3)$$

Принимая во внимание (2) получим выражение для перемещения в следующей форме

$$\begin{aligned} c &= - \int_0^a \Delta f(\rho_1) \rho_1 \operatorname{Arth} \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\rho_1}{a} \right)^2} \right] d\rho_1 = \\ &= - A \lambda^2 a^{\lambda} \int_0^{\pi/2} \sin^{\lambda-1} \tau \operatorname{Arth}(\cos \tau) \cos \tau d\tau \end{aligned}$$

но

$$\operatorname{Arth}(\cos \tau) = -\ln \operatorname{tg} \frac{\tau}{2}$$

В таком случае, интегрируя по частям, находим

$$c = A \lambda^2 a^{\lambda} \int_0^{\pi/2} \lg \operatorname{tg} \frac{\tau}{2} \sin^{\lambda-1} \tau \cos \tau d\tau = - A \lambda^2 a^{\lambda} \frac{1}{\lambda} 2^{\lambda-2} \frac{\Gamma^2(\lambda/2)}{\Gamma(\lambda)}$$

Окончательно получим

$$c = -Aa^{\lambda} 2^{\lambda-2} \lambda \frac{\Gamma^2(\lambda/2)}{\Gamma(\lambda)} \quad (4)$$

На основании (3) и (4) можно установить зависимость между c и P :

$$c(P) = \left[\frac{P}{\frac{E}{1-\nu^2} 2^{\frac{2}{\lambda}} \frac{1}{1+\lambda} \lambda^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} (\Gamma(\lambda,0))^{\frac{1}{\lambda}} (\Gamma(\frac{\lambda}{2},0))^{\frac{-2}{\lambda}} A^{\frac{1}{\lambda}}} \right]^{\frac{\lambda}{1+\lambda}} \quad (5)$$

где E – модуль упругости (1000 МПа);

ν – коэффициент Пуассона (0,45);

A – коэффициент при описании параболоида (3,768);

λ – показатель степени (0,55);

P – усилие, действующее на зерно.

Метод конечных элементов реализовывался программой «ЗЕНИТ». По полученным значениям точек перемещения была аппроксимирована функция с помощью программы Curve Expert 1.3, которая имеет вид:

$$cs(P) = 0,07P. \quad (6)$$

По аналитической зависимости (5) и зависимости (6) в среде MathCADPro2000 получены графические зависимости, которые представлены на рис. 1.

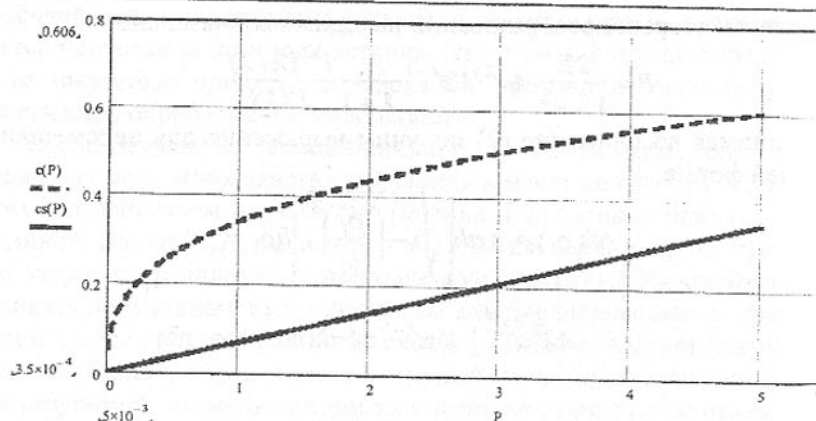


Рис. 1. Влияние усилия на перемещение абразивного зерна в упругой связке при усилии на зерно от 0,005 Н до 5 Н:
 $c(P)$ – при аналитической зависимости (5);
 $cs(P)$ – при зависимости по методу конечных элементов.

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод, что погрешность метода конечных элементов составляет в среднем 35%.

Такая величина погрешности вызвана на наш взгляд следующими факторами:

- задача Лурье и Штаермана не учитывает влияние сил трения, возникающих на боковой поверхности параболоида при его упругом перемещении;
- программа, реализующая метод конечных элементов, описывает упругие перемещения с помощью линейных зависимостей.

Однако, после учета вышеуказанных факторов и уточнения формул (5) и (6) можно предположить, что данные будут адекватны. Эти результаты предполагается получить в последующих работах.

Список литературы: 1. 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. 2. 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. 3. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. - 544 с. 4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. - М.: Наука, 1980. - 304 с.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

РАСХОД ЭНЕРГИИ НА ВРАЩЕНИЕ ДИСКА В СИСТЕМЕ БУНКЕР-ПИТАТЕЛЬ

Каталымов А.В., Трошкин О.А., Тарасова Л.А., Боровиков С.Ю.
 (МГУИЭ, г. Москва, Россия)

It is done received relations for calculations of power losses of energy at movement dispersed material on the surface of rotated body.

Технико-экономическое обоснование выбора оборудования для осуществления того или иного технологического процесса предполагает сравнение конкурирующих устройств с точки зрения энергетических затрат.

Мощность на валу дискового питателя состоит из двух основных частей:

- N_1 – мощности привода, идущего на сообщение кинетической энергии транспортируемого дисперсного продукта;
- N_2 – мощности, расходуемой на преодоление сопротивлений за счет сил трения.

Другие составляющие энергетических затрат в расчет не принимаются

$$N = N_1 + N_2. \quad (1)$$

На сообщение кинетической энергии расходуется

$$N_1 = \frac{Q \cdot v^2 \cdot \rho_n}{2}, \quad (2)$$

где v - абсолютная скорость сброса материала с кромки ротора, определяемая из векторного уравнения

$$\vec{v} = \vec{v}_r + \vec{v}_\varphi.$$

В основу расчета энергозатрат положены результаты решения упрощенных уравнений движения. Рассмотрено движение хорошо сыпучего материала, расположенного между выходной кромкой бункера диаметром $D = 2R_0$ и поверхностью диска-питателя, вращающегося с постоянной угловой скоростью ω радиусом $R_d \geq R_0$. Расстояние между ними h . Использовалась цилиндрическая система координат r, φ, z (рис. 1).

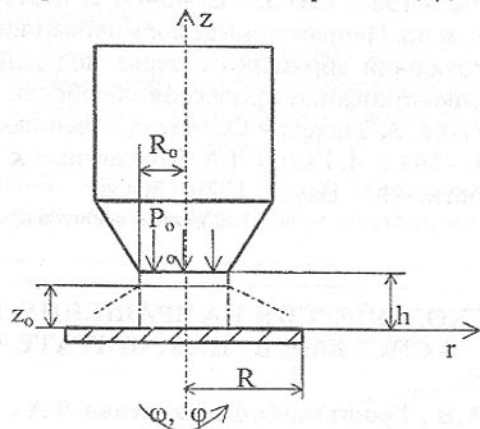


Рис. 1. Расчетная схема

Среда полагается сплошной, что допустимо. Так, по мнению Л.Г. Лойцянского [1] «Свойство легкой подвижности отличает жидкость от также уподобляемого сплошной среде сыпучего тела, между слоями которого действуют касательные силы сухого трения. Для того, чтобы вывести сыпучее тело из покоя, необходимо преодолеть начальное сопротивление - трение покоя. В жидкости такого - не зависящего от скорости сопротивления не имеется».

Радиальную v_r и окружную v_φ составляющие скорости в относительном движении вычислим из соотношений

$$\left. \begin{aligned} v_r &= \frac{\omega^2 \cdot r \cdot \rho_n \cdot z}{2 \cdot \mu_s} (z_0 - z) \\ v_\varphi &= -\frac{\omega^3 \cdot r \cdot \rho_n^2 \cdot z}{6 \cdot \mu_s^2} \cdot \left(\frac{z^3}{2} - z_0 \cdot z^2 + z_0^3 \right) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где ρ_n - насыпная плотность сыпучего материала; μ_s - эффективная вязкость по модели Бингама-Шведова.

Радиальное перемещение частиц среды в самом общем случае возможно только при условии, что центробежная сила превышает силу трения. Последняя связана с коэффициентом f_1 и силой нормального давления, представленной ускорением свободного падения g . В предельном состоянии радиальное перемещение с поверхности $r = R_0$ прекращается, когда угловая скорость вращения частиц ω_0 и связанная с ней центробежная сила уравновесит трение, т.е.

$$\omega_0^2 R_0 = f_1 g, \quad \omega_0 = \sqrt{f_1 g / R_0}. \quad (4)$$

Толщина слоя материала z_0 вовлеченном в движение вычислена как

$$z_0 = 1,86 \cdot \sqrt{\frac{\mu_s}{\rho_n \cdot \omega}} \left(1 - \frac{\omega_0}{\omega} \right)^{0,25}. \quad (5)$$

Для гладких дисков, при отсутствии специальных устройств, препятствующих проскальзыванию потока, возможно скольжение материала относительно поверхности ротора. В этом случае при нахождении постоянных интегрирования следует изменить граничные условия.

Объемный расход Q сыпучего продукта найдем из соотношения

$$\frac{Q}{\omega \cdot R_0^3} = 3,35 \cdot \text{Re}_s^{-0,5} \cdot \left(1 - \frac{\omega_0}{\omega} \right)^{0,75}, \quad (6)$$

где Re_s - число Рейнольдса, $\text{Re}_s = \frac{\omega \cdot R_0^2 \cdot \rho_n}{\mu_s}$

Среднее значение радиальной составляющей скорости $v_{r,cp}$ вычислим как

$$v_{r,cp} = \frac{1}{z_0} \cdot \int_0^{z_0} v_r \cdot dz. \quad (7)$$

Подстановка в (7) выражения для скорости v_r из (3) приводит к уравнению

$$v_{r,cp} = \frac{\omega^2 \cdot \rho_n \cdot r \cdot z_0^2}{12 \cdot \mu_s}.$$

Вычислив величину z_0 из формулы (5) окончательно найдено

$$v_{r,cp} = 0,29 \cdot \omega \cdot r \cdot \left(1 - \frac{\omega_0}{\omega} \right)^{0,5}.$$

Аналогичным образом для вычисления окружной скорости частиц среды в абсолютном движении получено

$$v_{\varphi,a} = \omega \cdot r \cdot \left(0,3 + 0,7 \cdot \frac{\omega_o}{\omega} \right). \quad (8)$$

Таким образом, единственной характеристикой сыпучего материала, определяющей среднюю степень отставания потока и среднее значение радиальной скорости $v_{r,cp}$, является коэффициент внутреннего трения f_1 , фигурирующий в определении ω_o

$$\omega_o = \sqrt{\frac{f_1 \cdot g}{r}}.$$

Среднюю величину абсолютной скорости движения сыпучего материала определим как геометрическую сумму отдельных составляющих

$$v_{cp} = \sqrt{v_{r,cp}^2 + v_{\varphi,a}^2}$$

$$v_{cp} = \omega \cdot r \cdot \sqrt{0,084 \cdot \left(1 - \frac{\omega_o}{\omega} \right) + \left(0,3 + 0,7 \cdot \frac{\omega_o}{\omega} \right)^2}. \quad (9)$$

Вычислив среднее значение абсолютной скорости сыпучего продукта на краю диска при $r = R_d$ по уравнению (9), расход по формуле (6) и подставив полученные результаты в исходную зависимость (2) найдем кинетическую энергию, сообщаемую потоку при его сбросе с кромки ротора N_1 .

Определим расход энергии на преодоление сил трения при движении сыпучего продукта на плоской поверхности вращающегося диска питателя. Момент сопротивления $M_{сопр}$ в данном случае равен

$$M_{сопр} = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \rho_n \cdot \int_0^{z_o} v_r \cdot v_{\varphi} \cdot dz. \quad (10)$$

Поскольку трение осуществляется относительно поверхности диска, воспользуемся выражениями (3) для вычисления составляющих скорости v_r , v_{φ} . Окружная компонента v_{φ} в относительном движении отрицательна и, следовательно, величина $M_{сопр}$ в соответствии с (10) имеет знак «минус». Полученное указывает на то, что момент сопротивления действует против направления вращения. Подставим значения (3) в равенство (10) и вынесем постоянные за знак интегрирования. Знак «минус» опустим. Получено

$$N_2 = M_{сопр} \cdot \omega = 38,5 \cdot \omega^3 \cdot r^4 \cdot \rho_n \cdot \sqrt{\frac{\mu_o}{\omega \cdot \rho_n}} \cdot \left(1 - \frac{\omega_o}{\omega} \right)^{1,75}. \quad (11)$$

Будем считать, что основное сопротивление трения сосредоточено в области питающей части бункера $r = R_o$. Введем хорошо известный в технической литературе критерий мощности

$$K_N = \frac{N_2}{\rho_n \cdot \omega^3 \cdot R_o^5}$$

Соотношение (11) в безразмерной форме при $r = R_o$ записывается в виде:

$$K_N = 38,5 \cdot Re_o^{-0,5} \cdot \left(1 - \frac{\omega_o}{\omega} \right)^{1,75}.$$

Полученные результаты констатируют сильное влияние геометрических размеров диска ($N_2 \sim r^4$) на расход энергии. В тоже время соотношение (6) указывает на целесообразность увеличения размеров питающей части бункера с точки зрения расхода Q . Это обстоятельство следует учитывать при конструировании системы бункер-питатель.

Список литературы: 1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. - М.: гос. из-во техн.-теор. лит., 1957. - 773 с.

Статья поступила в редакцию 12.06.2002 г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОНТЕЙНЕРНОЙ ПЛАТФОРМЫ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

Кеглин Б.Г., Болдырев А.П., Бакун Д.В., Абрашин А.В.
(БГТУ, г. Брянск, Россия)

In this article the mathematical simulation of driving of a train, use in accounts of a container platform and different types of draft gears is considered.

Уровень развития современной науки о продольной динамике вагона и поезда позволяет с достаточной точностью оценивать нагруженность вагонов и грузов расчетным путем, без привлечения трудоемкого, длительного и дорогостоящего эксперимента. Поскольку продольные нагрузки функционально связаны с условиями эксплуатации вагона (скоростью соударения, массой поезда и т.п.), появляется необходимость в имитационном моделировании, в ходе которого воспроизводятся всевозможные ситуации, которые могут возникнуть как в существующих, так и при перспективных условиях эксплуатации железнодорожного транспорта.

Экспериментальные исследования, требующие непосредственного измерения нагрузок, затруднительны, т.к. являются трудоемкими и дорогостоящими. К тому же эксперимент совершенно непригоден для прогнозирования нагруженности при перспективных условиях эксплуатации, а также, если необходимо оценить работу разрабатываемых поглощающих аппаратов. Поэтому основными являются методы, базирующиеся на математическом моделировании нагруженности.

Значительное количество серьезных повреждений контейнерных платформ и перевозимых ими грузов вызвано продольными нагрузками при перевозке железнодорожным транспортом. Затраты на ремонт и со-

держание контейнеров в 3-4 раза превышают их первоначальную стоимость. Элементом конструкции платформы для перевозки крупнотоннажных контейнеров, обеспечивающим защиту от продольных воздействий в эксплуатации самой платформы, контейнеров и грузов, является амортизирующее устройство автосцепки. Серийные платформы оборудованы поглощающими аппаратами Ш-2-В и ПМК-110А. Применение этих поглощающих аппаратов не обеспечивает сохранность контейнеров и перевозимых в них грузов при продольных ударных нагрузках в настоящее время.

Таким образом, весьма актуальной является задача создания перспективной конструкции поглощающего аппарата автосцепки для контейнерной платформы. В задачу настоящей работы входили исследования продольной нагруженности контейнерной платформы, оснащенной различными типами поглощающих аппаратов при переходных режимах движения поезда. Рассматривался в частности пуск поезда, а также режимы полного служебного и экстренного торможения.

Для расчёта использовался программный комплекс "TRAIN", специально разработанный на кафедре ДПМ БГТУ и позволяющий моделировать различные режимы эксплуатации железнодорожных транспортных средств.

В данном исследовании применялась восьмимассовая математическая модель контейнерной платформы. В такой расчётной схеме разделены упруго-диссипативные свойства собственно вагона C_B , β_B массой m_2 и его поглощающего аппарата $F_{n/a}$ за счёт использования промежуточной массы m_1 , состоящей из массы поглощающего устройства и присоединённой части рамы платформы. Это позволяет учесть автоколебательные особенности силовых характеристик, свойственные большинству типов фрикционных поглощающих аппаратов. Расчетом определяются силы взаимодействия между платформой, контейнерами и грузом. Элемент $F_{n/k}^i$ описывает связь между собственно платформой (массой m_n) и i -м контейнером (массой m_k).

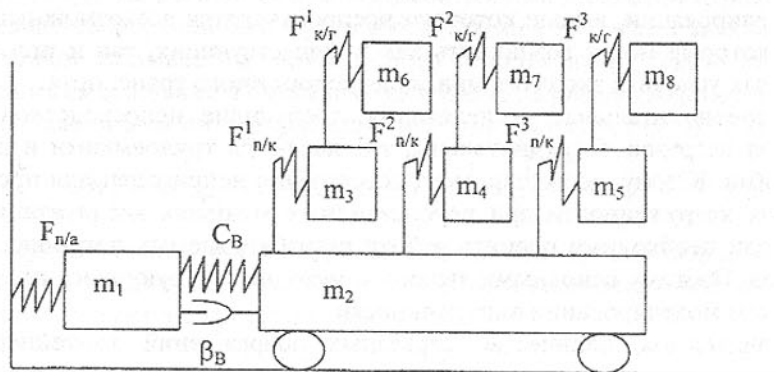


Рис. 1. Восьмимассовая модель контейнерной платформы.

При выполнении расчётов использовались математические модели серийных поглощающих аппаратов Ш-2-В и ПМК-110, приведенные в [1], а также вновь разработанных перспективных аппаратов ПМКП-120 и ЭПА-120.

Математические модели вагонов и межвагонных связей составили расчетную модель поезда (рис. 2). При этом каждый вагон представлен в виде двухмассовой расчетной схемы. В состав включались также контейнерные платформы, расчетная схема которой представлена выше.

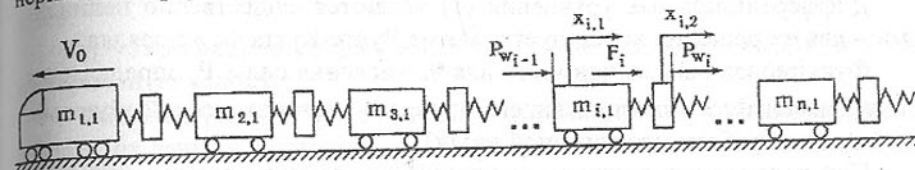


Рис. 2. Расчётная схема поезда

Дифференциальные уравнения, описывающие движение поезда, имеют вид:

$$[m_i] \{\ddot{x}_i\} + \{F_i\} + \{P_i\} = 0, \quad i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где n — количество вагонов в расчетной схеме;

$$[m_i] = \begin{bmatrix} m_{i,1} & \\ & m_{i,2} \end{bmatrix} \text{ — диагональная матрица масс модели } i\text{-го вагона;}$$

$$\{F_i\} = \begin{Bmatrix} F_{i,1}(x_i, \dot{x}_i) \\ F_{i,2}(x_i, \dot{x}_i) \end{Bmatrix} \text{ — вектор-функция, описывающая связи между}$$

отдельными массами модели вагона и внешние силы, действующие на вагон;

$$\{P_i\} = \begin{Bmatrix} P_{w_{i-1}}(x_{w_{i-1}}, \dot{x}_{w_{i-1}}) \\ -P_{w_i}(x_{w_i}, \dot{x}_{w_i}) \end{Bmatrix} \text{ — вектор-функция, описывающая взаимо-}$$

действие вагонов между собой;

$\{x_i\}$ — вектор перемещений масс модели i -го вагона;

$\{\dot{x}_i\}$ — вектор скоростей масс модели i -го вагона;

$\{\ddot{x}_i\}$ — вектор ускорений масс модели i -го вагона;

P_{w_i} — силовая характеристика i -й межвагонной связи

$x_{w_{i-1}} = x_{i,1} - x_{i,2}$ — деформация $i-1$ -й межвагонной связи;

$\dot{x}_{w_{i-1}} = \dot{x}_{i,1} - \dot{x}_{i,2}$ — скорость деформации $i-1$ -й межвагонной связи;

$x_{w_i} = x_{i+1,1} - x_{i,2}$ — деформация i -й межвагонной связи;

$\dot{x}_{w_i} = \dot{x}_{i+1,1} - \dot{x}_{i,2}$ — скорость деформации i -й межвагонной связи.

Система дифференциальных уравнений (1) решается при следующих начальных условиях ($t=0$):

$$\{x_1\} = 0; \{x_i\} = \{x_{i-1}\} + x_{w_{i-1}} \Big|_{t=0} E, i = \overline{2, n};$$

$$\{\dot{x}_i\} = v_0 E, i = \overline{1, k}; \{\dot{x}_i\} = 0, i = \overline{k+1, n};$$

где $x_{w_{i-1}} \Big|_{t=0}$ — начальное положение $i-1$ -й межвагонной связи;

E — единичный вектор;

v_0 — начальная скорость движения; для пуска поезда в ход начальная скорость равна нулю.

Дифференциальные уравнения (1) являются существенно нелинейными — для их решения используется метод Рунге-Кутты 4-го порядка.

Функциональная зависимость для вычисления силы P_w определяется типом применяемого поглощающего аппарата (математической моделью, описывающей работу межвагонной связи).

При переходных режимах движения поезда учитываются сила тяги локомотива, сила сопротивления троганию, сила сопротивления движению и сила торможения.

Зависимость силы тяги локомотива от времени определяется:

$$F = F_0 \{1 - \exp[-\gamma_n(t - \tau_n)]\} \sigma_0(t - \tau_n),$$

где F_0 — максимальная сила тяги;

γ_n — коэффициент, характеризующий темп нарастания силы тяги;

τ_n — время включения локомотива;

σ_0 — единичная функция Хевисайда.

При трогании поезда на i -ый экипаж действует сила сопротивления троганию W_{1i} :

$$W_{1i} = - \frac{B_1 n_{1i} m_i}{B_2 n_{1i} + m_i} \cdot \text{sign} v_i,$$

где n_{1i} — число осей экипажа;

m_i — масса i -ого экипажа;

B_j — коэффициенты, учитывающие зависимость силы сопротивления от массы экипажа.

При движении поезда на i -ый экипаж действует сила сопротивления движению W_{2i} :

$$W_{2i} = - \left[A_1 m_i + \left(A_2 + A_3 |v| + A_4 v^2 \right) n_{1i} \right] \text{sign} v_i,$$

где A_j — коэффициенты, учитывающие зависимость силы сопротивления от массы и скорости экипажа.

При вычислении тормозной силы $F_{\text{торм}i}$, действующей на i -ый вагон при пневматическом торможении, предполагается, что она зависит от скорости движения экипажа v_i и силы нажатия на тормозную колодку K_i :

$$F_{\text{торм}i} = -n_i K_i C_1 \frac{K_i + C_2 |v_i| + C_4}{K_i + C_3 |v_i| + C_5} \cdot \text{sign} v_i \cdot \sigma_0(t - \tau_i),$$

где C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 — постоянные коэффициенты, зависящие от типа тормозных колодок;

n_i — число тормозных колодок i -ого экипажа;

τ_i — время включения тормозной системы i -ого экипажа.

При расчетах использовалась экспоненциальная диаграмма наполнения тормозных цилиндров:

$$K_i = K_{0i} \{1 - \exp[-\gamma_i(t - \tau_i)]\} \sigma_0(t - \tau_i),$$

где K_{0i} — максимальная сила нажатия на тормозную колодку i -ого экипажа;

γ_i — коэффициент, характеризующий темп нарастания силы нажатия на тормозную колодку;

Скорость распространения волны торможения c_m и коэффициенты γ_i зависят от типа используемого воздухораспределителя, а максимальная сила нажатия на тормозную колодку K_0 — от вида торможения.

Для трех расчетных ситуаций: пуска поезда, экстренного и полного служебного торможения анализировались распределения максимальных сил по длине состава, временные зависимости сил в межвагонных связях и связях между платформой и контейнерами, а также силовые характеристики аппаратов. При этом исследовались короткие (18 вагонов), средние (82 вагона) и длинные (110 вагонов) составы. Контейнерные платформы ставились в различные сечения поезда.

В табл. 1. приведены максимальные сжимающие и растягивающие силы, возникающие между грузом и контейнером при трогании осаженного поезда, состоящего из 82 вагонов. Из неё видно, что при использовании аппарата ПМКП-120 уровень сил снижается практически во всех сечениях поезда. При торможении, в случае использования аппарата ПМКП-120, силы между контейнером и грузом практически не отличаются от сил при использовании аппарата ПМК-110А, а при использовании аппарата ЭПА-120 силы уменьшаются. Максимальные сжимающие силы, действующие на вагон при использовании этих трёх аппаратов следующие: ПМК-110А — 1100 кН, ПМКП-120 — 1110 кН, ЭПА-120 — 992 кН.

Таблица 1 — Максимальные силы, возникающие между грузом и контейнером, при трогании поезда из 82 вагонов.

№ вагона	ПМК-110А		ПМКП-120		ЭПА-120	
	$P_{\text{сж}}, \text{Н}$	$P_{\text{рас}}, \text{Н}$	$P_{\text{сж}}, \text{Н}$	$P_{\text{рас}}, \text{Н}$	$P_{\text{сж}}, \text{Н}$	$P_{\text{рас}}, \text{Н}$
6	42800	-64900	50800	-53600	59300	-66800
20	38600	-61700	37400	-55700	59800	-53700
34	48300	-57900	53900	-46900	68300	-61500
48	50200	-55800	56500	-52900	69900	-66800
55	50400	-55800	55200	-52900	50100	-54700
69	67900	-55900	61400	-55000	53300	-48500
76	66300	-55600	66300	-55100	62600	-56200

В заключение можно сделать вывод о том, что в большинстве пере-

ходных режимов движения поезда применение новых поглощающих аппаратов ПМКП-120 и ЭПА-120 приводит к снижению продольных нагрузок. С учетом хороших показателей, полученных при исследовании маневровых соударений платформ, можно рекомендовать аппараты к широкому внедрению на железнодорожном подвижном составе.

Список литературы: 1. Никольский Л.Н., Кеглин Б.Г. Амортизаторы удара подвижного состава. — М.: Машиностроение, 1986. — 144 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В КОНТАКТАХ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Кипреев Ю.Н. (УДМУТУ, г. Николаев, Украина), Ломаковская Т.Ю. (Херсонский филиал УДМУТУ, г. Херсон, Украина)

For the analysis of regime of hydrodynamics lubrication calculations of the oil clearance and load capacity on inclined and equidistant surfaces is carried out and presented in this article.

При использовании жидких смазок минимальные потери на трение обеспечиваются в гидродинамических режимах смазки [1]. Однако в зонах контакта параллельных поверхностей, как следует из анализа уравнения Рейнольдса [2], при одномерном истечении смазки этот режим нарушается, и создаются условия для неустойчивой граничной смазки, переходящей в некоторых случаях в полное схватывание поверхностей. Для обеспечения гидродинамических режимов смазки в таких конструкциях, как упорные гребни косозубых колес [2,3], упорные подшипники скольжения, секторные опоры, ползуны и др. применяется контакт между плоскими поверхностями, расположенными под углом друг к другу. В изобретениях [4–6] д-ра техн. наук, профессора А.П. Попова и в статье [7] было показано, что повышение несущей способности зубчатых муфт может быть достигнуто применением контактов ломаных поверхностей с плоскостью или с цилиндрической поверхностью. Теоретический расчет характеристик режимов смазки при симметричном расположении излома плоскости относительно цилиндрической поверхности изложен в статье [8].

Для снижения удельных давлений и износа в зонах контакта звеньев винтовых и червячных передач используются конструктивные и технологические методы. В частности, при нарезании червячного колеса фрезой, представляющей точную копию червяка, вместо точечного контакта витков червяка с зубьями колеса возникает линейный [9,10] (рис.1). Однако при этом не обеспечиваются условия для создания гидродинамических режимов смазки (рис.1,б), потому что истечение смазки осуществляется по

каналу с параллельными сторонами. С целью создания благоприятных условий в червячной передаче на входе смазки в зону контакта эквидистантный профиль канала заменяется сужающимся участком между ровной и наклонной поверхностями с одним (рис.1,в) или двумя изломами [11].

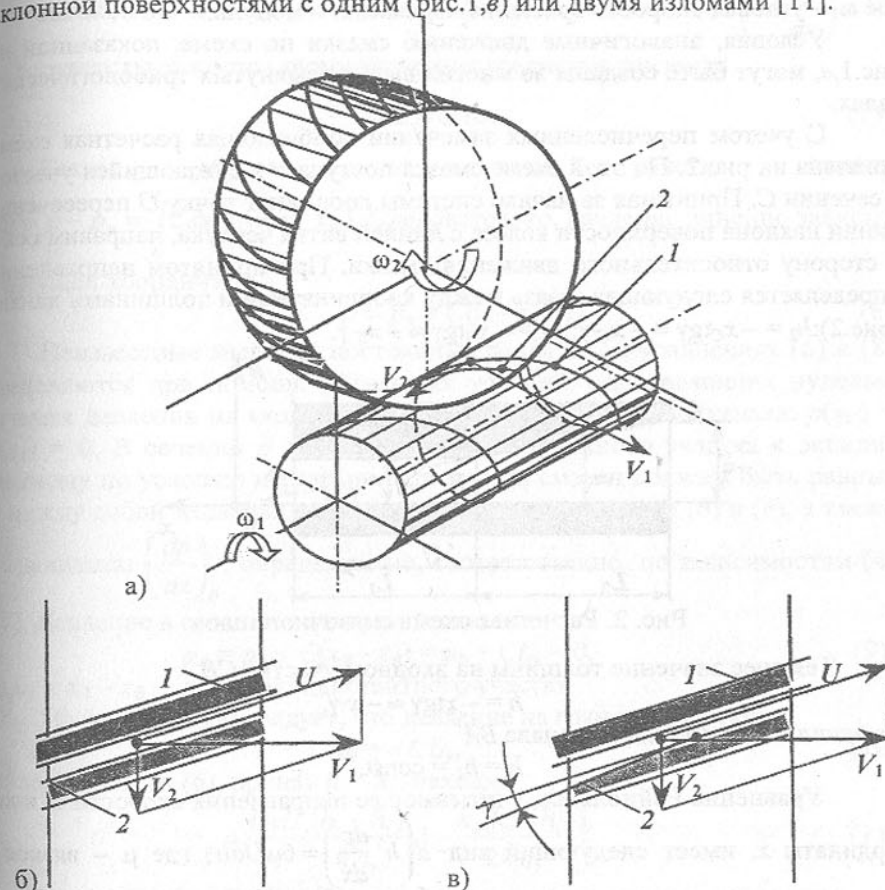


Рис.1. Образование смазочного слоя в контакте зубьев червячного колеса и витков червяка

а – схема зацепления; б – форма смазочного слоя в традиционном контакте; в – форма смазочного слоя с наклонным входным участком
1 – виток червяка; 2 – зуб червячного колеса

Направление движения смазки по каналу совпадает с направлением линии витка червяка по делительному диаметру, угол подъема которой равен $\beta = \arctg \frac{z_1}{q}$, где z_1 – число витков червяка, q – коэффициент диаметра червяка. Скорость смазки U в канале определяется, как относительная скорость точек контакта на колесе и червяке [9,10]. При отсутствии смещения

она может быть рассчитана по формуле:

$$U = \frac{\omega_1 m}{2q} (z_1^2 + q^2), \quad (1)$$

где ω_1 — угловая скорость вращения червяка, m — модуль.

Условия, аналогичные движению смазки по схеме, показанной на рис. 1, в, могут быть созданы во многих вышеупомянутых трибологических узлах.

С учетом перечисленных замечаний обобщающая расчетная схема показана на рис. 2. По этой схеме смазка поступает в сужающийся участок в сечении C . Принимая за начало системы координат точку O пересечения линии наклона поверхности колеса с линией витка червяка, направим ось x в сторону относительного движения смазки. При принятом направлении определяется следующая связь между координатами и толщинами канала (рис. 2): $h_2 = -x_{ct} \gamma \approx -x_C \gamma$; $h_1 = -x_B \gamma \approx -x_B \gamma$.

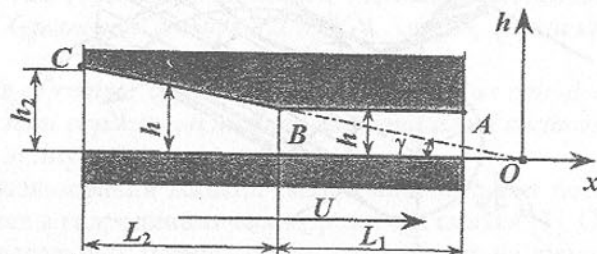


Рис. 2. Расчетная схема смазочного слоя

Текущее значение толщины на входном участке CB

$$h = -x \gamma \approx -x \gamma, \quad (2)$$

на эквидистантной части канала BA

$$h = h_1 = \text{const}. \quad (3)$$

Уравнение Рейнольдса, учитывающее направление скорости U и координаты x , имеет следующий вид $d\left(h^3 \frac{dp}{dx}\right) = 6\mu U dh$, где μ — вязкость смазки.

На входном участке профиля интегрирование уравнения Рейнольдса дает следующее значение градиента давления

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{h - h_0}{h^3}. \quad (4)$$

Дифференциальное уравнение (4) для этого участка слоя преобразуется с использованием условия связи (2)

$$\frac{dp}{dh} = \frac{6\mu U}{\gamma} \frac{h_0 - h}{h^3} \quad (5)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (5) выполняется с учетом того, что на входе в канал избыточное давление равно нулю, $p_A = 0$.

$$p = \int_0^p dp = \frac{6\mu U}{\gamma} \int_{h_2}^{h_0} \frac{h_0 - h}{h^3} dh = \frac{6\mu U}{\gamma} \left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_2} \right) \left[1 - \frac{h_0}{2} \left(\frac{1}{h} + \frac{1}{h_2} \right) \right]. \quad (6)$$

На эквидистантном участке слоя $dh=0$, следовательно, $d\left(h^3 \frac{dp}{dx}\right) = 0$.

Это соответствует постоянному значению градиента давления

$$\frac{dp}{dx} = C = \text{const}. \quad (7)$$

Таким образом, на этом участке канала

$\int_{x_C}^x dp = p - p_B = \int_{x_C}^x C dx = C(x - x_B)$. Следовательно, давление линейно зависит от текущей координаты

$$p = p_B + C(x - x_B). \quad (8)$$

Неизвестные значения постоянных p_B , h_0 и C в уравнениях (6) и (8) определяются при помощи граничных условий, определяющих нулевые значения давления на входе ($x = x_C$) и выходе ($x = x_A$) из канала: $p(x_C) = p(x_A) = 0$. В сечении B при переходе от наклонного участка к эквидистантному по условию неразрывности потока смазки должны быть равными между собой давления p_B , рассчитанные по формулам (6) и (8), а также их градиенты $\left(\frac{dp}{dx}\right)_B$, определяемые, соответственно, по зависимостям (4)

и (7). Давление в сечении на выходе из канала

$$p_A = p_B + C(x_A - x_B) = p_B + CL_1 = 0, \quad (9)$$

где $L_1 = x_A - x_B$ — длина эквидистантного участка.

Из формулы (9) следует, что давление на границе участков

$$p_B = -CL_1, \quad (10)$$

а из зависимости (6), приняв $h = h_1$, находим

$$p_B = \frac{6\mu U}{\gamma} \frac{(h_2 - h_1)}{h_1 h_2} \left[1 - \frac{h_0(h_2 + h_1)}{2h_1 h_2} \right]. \quad (11)$$

При подстановке (4) в (7) определяется произвольная постоянная

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{h - h_0}{h^3} = C. \quad (12)$$

С учетом значения постоянной C , определяемой выражением (12), а также формул (10) и (11) получим следующее тождество

$$6\mu U L_1 \frac{h_0 - h_1}{h_1^3} = \frac{6\mu U}{\gamma} \frac{(h_2 - h_1)}{h_1 h_2} \left[1 - \frac{h_0(h_2 + h_1)}{2h_1 h_2} \right]. \quad (13)$$

Из этого тождества можно определить толщину слоя h_0 в сечении с максимальным давлением, выполнив следующие преобразования:

$\left(\frac{h_0}{h_1} - 1\right) = \frac{h_1(h_2 - h_1)}{\gamma L_1 h_2} \left[1 - \frac{h_0(h_2 + h_1)}{h_1 2h_2}\right]$, или $\frac{h_0}{h_1} \left[1 + \frac{h_1(h_2^2 - h_1^2)}{h_2 2\gamma L_1 h_2}\right] = \frac{h_1(h_2 - h_1)}{\gamma L_1 h_2} + 1$, откуда следует, что

$$h_0 = 2h_1 \frac{\gamma L_1 h_2 + h_1(h_2 - h_1)}{2\gamma L_1 h_2 + \frac{h_1}{h_2}(h_2^2 - h_1^2)}. \quad (14)$$

Для проведения анализа введем безразмерные величины аргумента $a = \frac{h_2}{h_1}$ и отношения длин участков $k = \frac{L_1}{L_2}$. Формула (14) с их введением может быть преобразована к следующему виду

$$h_0 = 2h_1 a \frac{\gamma L_1 a + h_1(a-1)}{2\gamma L_1 a^2 + h_1(a^2 - 1)}. \quad (15)$$

Связь угла наклона поверхности с размерами толщин может быть найдена из зависимости $h_2 - h_1 = \gamma L_2$. Отсюда следует

$$\gamma = \frac{h_2 - h_1}{L_2} = \frac{h_1}{L_2}(a-1). \quad (16)$$

С учетом (16) произведение γL_1 , входящее в формулу (15), будет определено зависимостью $\gamma L_1 = h_1 \frac{L_1}{L_2}(a-1) = h_1 k(a-1)$. Замена этим значением приведет формулу (15) к следующему виду

$$h_0 = 2h_1 a \frac{h_1 k a(a-1) + h_1(a-1)}{2h_1 k a^2(a-1) + h_1(a^2 - 1)}. \quad (17)$$

После сокращения имеем:

$$h_0 = 2h_1 a \frac{ka + 1}{2ka^2 + (a+1)}.$$

Максимальное значение давления смазочного слоя $p_{\max}$ определяется по зависимости (6) при толщине слоя $h = h_0$

$$p_{\max} = \frac{6\mu U}{\gamma} \frac{(h_2 - h_0)^2}{2h_2^2 h_0} = \frac{6\mu U L_2}{h_1(a-1)} \left(1 - \frac{h_0}{h_2}\right)^2.$$

Учитывая формулу (17), выполняем следующие преобразования полученной зависимости:

$$p_{\max} = \frac{6\mu U L_2}{4(a-1)aL_1^2} \frac{2ka^2 + a + 1}{1 + ak} \left[1 - \frac{2(1 + ak)}{2ka^2 + a + 1}\right]^2 = \frac{1,5\mu U L_2}{h_1^2} \frac{2ka^2 + a + 1 - 2ak - 2}{(2ka^2 + a + 1)(1 + ak)},$$

или $p_{\max} = \frac{1,5\mu U L_2}{h_1^2} \frac{(a-1)(1+2ak)^2}{a(2ka^2 + a + 1)(1+ak)}$. С учетом условия (16) получим:

$$p_{\max} = \frac{1,5\mu U}{\gamma^2 L_2} \frac{(1+2ak)^2}{a(a-1)(2ka^2 + a + 1)(1+ak)}. \quad (18)$$

При $k = 0$ (без эквидистантного участка) получим расчетную зависимость, совпадающую с аналогичной формулой в книге [2]

$$p_{\max} = \frac{1,5\mu U}{\gamma^2 L_2} \frac{1}{a(a^2 - 1)}.$$

Несущая способность смазочного слоя рассчитывается по интегральной зависимости:

$$W = \int_S p dS = B \left[\int_{x_c}^{x_a} p dx + \int_{x_b}^{x_1} p dx \right], \quad (19)$$

в которой S — это площадь зоны контакта, а B представляет ширину слоя в поперечном направлении.

Входящие в состав выражения (19) определенные интегралы имеют следующие значения:

— на участке CB , с учетом условия связи (2) и выражения (6)

$$\int_{x_c}^{x_b} p dx = -\frac{6\mu U}{\gamma^2} \int_{h_2}^{h_1} \left[\frac{1}{h} - \frac{1}{h_2} - \frac{h_0}{2} \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_2^2} \right) \right] dh = \frac{6\mu U}{\gamma^2} \left[\int_{h_2}^{h_1} \frac{dh}{h} + \left(\frac{h_0}{2h_2^2} - \frac{1}{h_2} \right) \int_{h_2}^{h_1} dh - \frac{h_0}{2} \int_{h_2}^{h_1} \frac{dh}{h^2} \right] =$$

$$= \frac{6\mu U}{\gamma^2} \left[\int_{h_2}^{h_1} \frac{dh}{h} + \left(\frac{h_0}{2h_2^2} - \frac{1}{h_2} \right) \int_{h_2}^{h_1} dh - \frac{h_0}{2} \int_{h_2}^{h_1} \frac{dh}{h^2} \right] = \frac{6\mu U}{\gamma^2} \left[\ln \frac{h_2}{h_1} + \left(\frac{h_0}{2h_2^2} - \frac{1}{h_2} \right) (h_2 - h_1) - \frac{h_0}{2} \left(\frac{1}{h_1} - \frac{1}{h_2} \right) \right] =$$

$$= \frac{6\mu U}{\gamma^2} \left[\ln \frac{h_2}{h_1} + \left(\frac{h_0}{2h_2^2} - 1 - \frac{1}{2h_1} \right) \frac{(h_2 - h_1)}{h_2} \right];$$

после группирования имеем:

$$\int_{x_c}^{x_b} p dx = \frac{6\mu U}{\gamma^2} \left[\ln \frac{h_2}{h_1} - \frac{h_0}{2h_1 h_2^2} (h_2 - h_1)^2 - \frac{(h_2 - h_1)}{h_2} \right]; \quad (20)$$

— на эквидистантном участке профиля BA для расчета интегралов используются зависимости (8), (10) с учетом условия связи $L_1 = x_A - x_B$:

$$\int_{x_b}^{x_1} p dx = \int_{x_b}^{x_1} [p_B + C(x - x_B)] dx = C \int_{x_b}^{x_1} [x - x_B - L_1] dx = C \int_{x_b}^{x_1} [x - x_A] dx = C \int_{-L_1}^0 x dx = -\frac{CL_1}{2};$$

в этом выражении, заменяя постоянную C ее значением (12), находим

$$\int_{x_b}^{x_1} p dx = \frac{6\mu U}{2} \frac{h_0 - h_1}{h_1^3} L_1^2. \quad (21)$$

Подстановка значений (20) и (21) в формулу (19) приводит ее к следующему виду

$$W = 6\mu UB \left\{ \frac{1}{\gamma^2} \left[\ln \frac{h_2}{h_1} - \frac{h_0}{2h_1 h_2^2} (h_2 - h_1)^2 - \frac{(h_2 - h_1)}{h_2} \right] + \frac{h_0 - h_1}{h_1^3} L_1^2 \right\}. \quad (22)$$

Преобразование выражения, заключенного в фигурные скобки в зависимости (22), выполним с введением безразмерных параметров a , k и с учетом зависимостей (16) и (17)

$$\frac{1}{\gamma^2} \left[\ln \frac{h_2}{h_1} - \frac{h_0}{2h_1 h_2^2} (h_2 - h_1)^2 - \frac{(h_2 - h_1)}{h_2} \right] + \frac{h_0 - h_1}{h_1^3} L_1^2 = \frac{1}{\gamma^2} \left[\ln a - \frac{a(ak+1)}{2ka^2 + a + 1} \left(\frac{a-1}{a} \right)^2 - \frac{a-1}{a} \right] + \left[\frac{a(ak+1)}{2ka^2 + a + 1} - \frac{1}{2} \right] \frac{(a-1)^2}{\gamma^2} k^2 = \frac{1}{\gamma^2} \left\{ \ln a - \left(\frac{a-1}{a} \right) \left[\frac{(a-1)(ak+1)}{2ka^2 + a + 1} + 1 \right] + \frac{k^2}{2} \frac{2a(ak+1) - (2ka^2 + a + 1)}{2ka^2 + a + 1} (a-1)^2 \right\} = \frac{F(a, k)}{\gamma^2}.$$

После всех этих преобразований зависимость (22) приводится к виду

$$W = \frac{6\mu UB}{\gamma^2} F(a, k). \quad (23)$$

Входящая в это выражение функция $F(a, k)$ представляет собой зависимость несущей способности от аргумента $a = \frac{h_2}{h_1}$ и отношения длин участков $k = \frac{L_1}{L_2}$:

$$F(a, k) = \ln a + \frac{(a-1)^3 k^2}{2(2ka^2 + a + 1)} - \frac{(2 + 3ak - k)(a-1)}{2ka^2 + a + 1}. \quad (24)$$

По формуле (24) рассчитана таблица 1 значений функции $F(a, k)$ и построен соответствующий график (рис.3).

Исходными данными для определения соответствующих значений по формулам (23), (24) являются:

Таблица 1 — Результаты расчетов безразмерной характеристики несущей способности $F(a, k)$

k	a													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15
0	0	,026	0,1	0,19	0,28	0,36	0,45	0,52	0,6	0,67	0,73	0,79	0,85	0,96
0,1	0	,037	0,14	0,27	0,4	0,53	0,66	0,78	0,89	1,0	1,1	1,12	1,29	1,46
0,2	0	,045	0,17	0,33	0,49	0,65	0,8	0,92	1,08	1,21	1,34	1,46	1,58	1,8
0,3	0	,053	0,20	0,38	0,57	0,75	0,92	1,09	1,25	1,41	1,54	1,7	1,84	2,12
0,4	0	,061	0,23	0,43	0,64	0,84	1,04	1,23	1,42	1,6	1,77	1,94	2,11	2,42
0,5	0	,068	0,25	0,48	0,71	0,93	1,16	1,37	1,58	1,79	1,98	2,18	2,37	2,74
0,6	0	,075	0,28	0,52	0,77	1,02	1,27	1,51	1,74	1,97	2,19	2,41	2,63	3,05
0,7	0	,082	0,30	0,57	0,84	1,11	1,38	1,65	1,90	2,16	2,4	2,65	2,88	3,35
0,8	0	,089	0,325	0,61	0,91	1,20	1,5	1,78	2,06	2,34	2,61	2,88	3,14	3,66
0,9	0	,096	0,35	0,65	0,97	1,29	1,61	1,92	2,22	2,52	2,82	3,11	3,4	3,96
1,0	0	,102	0,38	0,7	1,04	1,38	1,72	2,05	2,38	2,71	3,03	3,34	3,66	4,27
1,2	0	,115	0,42	0,78	1,17	1,56	1,94	2,32	2,7	3,07	3,44	3,81	4,17	4,88
1,5	0	,135	0,49	0,91	1,36	1,82	2,27	2,73	3,18	3,62	4,06	4,5	4,94	5,8
2,0	0	,167	0,6	1,12	1,68	2,26	2,83	3,4	3,97	4,54	5,1	5,66	6,22	7,32

— действительная величина нагрузки в зоне контакта W ;

- угол γ наклона поверхности на входном участке;
- относительная скорость U смазки;
- ширина слоя B ;
- размеры длин участков L_1 , L_2 или их отношение k ;
- абсолютная вязкость смазки μ .

С их помощью рассчитывается соответствующее значение безразмерной несущей способности

$$F(a, k) = \frac{\gamma^2 W}{6\mu UB}. \quad (25)$$

Рассчитанное по формуле (25) значение функции $F(a, k)$ и отношение k позволяет определить соответствующую величину аргумента $a = \frac{h_2}{h_1}$ по заранее рассчитанной таблице, или при помощи построенного по ее результатам графика на рис.3. Далее, используя условие связи (16), можно рассчитать минимальную толщину смазочного слоя

$$h_1 = \frac{\gamma L_2}{(a-1)} = \frac{\gamma L}{(a-1)(k-1)}, \quad (26)$$

где $L = L_1 + L_2$ — полная длина смазочного слоя.

Для сравнения в таблице и на графике представлены также значения несущей способности для частного случая ($k=0$). Нетрудно по анализу результатов расчетов заметить, что контакты поверхностей с эквидистантными участками обладают более высокой несущей способностью, чем контакты поверхностей без них.

В качестве примера выполним расчет характеристик смазочного слоя для конкретной червячной передачи при следующих исходных данных:

- действительная величина нагрузки в зоне контакта $W = 1700 \text{ Н}$;
- угол наклона поверхности $\gamma = 0^\circ 12' = 3,49 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$;
- относительная скорость смазки $U = 4,55 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$;
- ширина слоя $B = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- длина входного участка $L_2 = 22,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- отношение $k = 0,3$;
- абсолютная вязкость смазки $\mu = 0,154 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-2}$ (масло марки ТАД — 17 ГОСТ 23652 — 79).

По формуле (25) рассчитывается безразмерная функция несущей способности $F(a, k) = \frac{\gamma^2 W}{6\mu UB} = \frac{(3,49 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1700}{6 \cdot 0,154 \cdot 4,55 \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = 1,642$.

По величине этой ординаты на графике функции $F(a, k)$ (рис.3) проводится горизонтальная линия до пересечения с кривой, соответствующей отношению $k = \frac{L_1}{L_2} = 0,3$. Абсцисса, соответствующая точке их пересече-

ния, определяет безразмерный аргумент, $a = 11,6$. По формуле (26) находится минимальная толщина смазочного слоя

$$h_1 = \frac{\gamma L_2}{(a-1)} = \frac{3,49 \cdot 10^3 \cdot 22,4 \cdot 10^{-3}}{11,6-1} = 7,37 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 7,37 \text{ мкм}$$

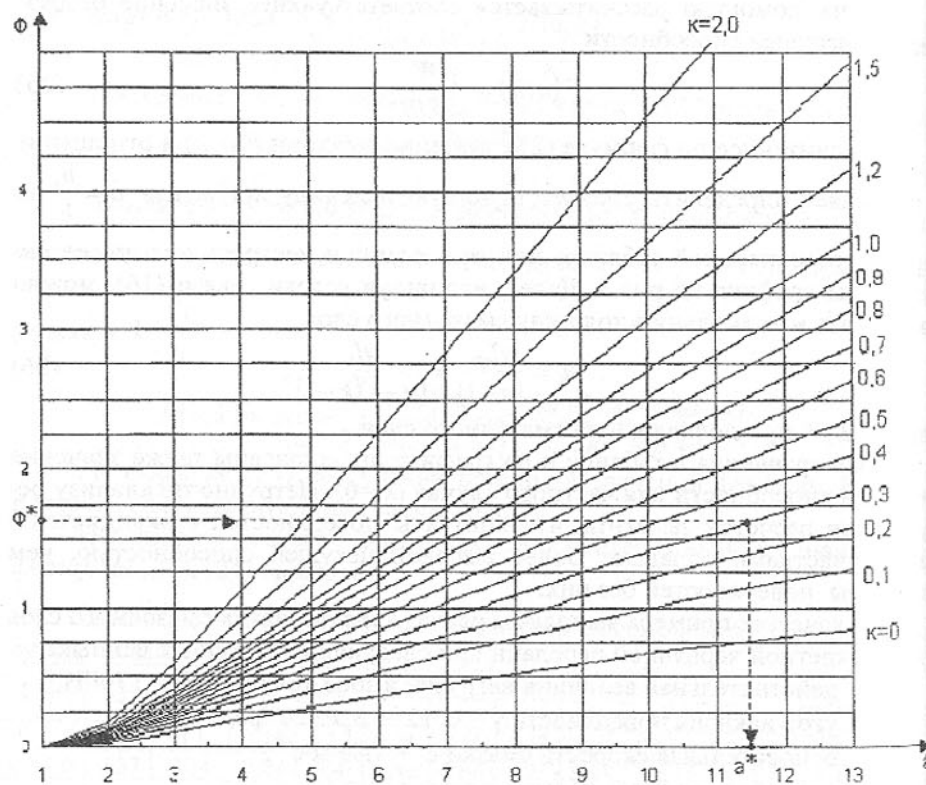


Рис. 3 Безразмерная функция несущей способности смазочного слоя

Такой размер в 3...5 раз превышает высоту микронеровностей R_a для большинства рабочих поверхностей червячных пар ($R_a < 1,6 \text{ мкм}$), что обеспечивает возможность осуществления гидродинамического режима смазки.

Сравнивая результаты расчетов нескольких вариантов отношения длин участков $k = \frac{L_1}{L_2}$, можно проанализировать его влияние на толщину слоя смазки. Для постоянного значения функции, в рассматриваемом примере равном $F(a, k) = 1,642$, в таблице 2 приведены результаты расчетов

относительного зазора $\bar{h} = \frac{h}{\gamma L}$, где $\gamma L = \text{const}$ — постоянное произведение для конкретного примера, т.к. угол наклона и общая длина слоя являются неизменными размерами для всех вариантов отношения k .

Таблица 2 — Сравнительный анализ влияния отношения длин участков на толщину слоя

k	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
a	34,5	17,2	13,6	11,57	10,25	9,3	8,57	7,98
$\bar{h}$	0,0303	0,0561	0,0613	0,073	0,077	0,0805	0,0826	0,0843

k	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,5	2,0	3,0
a	7,5	7,1	6,77	6,22	5,79	5,61	4,92	4,12
$\bar{h}$	0,0854	0,0861	0,0866	0,0871	0,087	0,0867	0,085	0,0801

Поскольку длина слоя $L = L_1 + L_2 = L_2(k+1)$, то относительная толщина слоя будет определяться формулой

$$\bar{h} = \frac{h}{\gamma L} = \frac{1}{(a-1)(k+1)} \quad (27)$$

Как следует из выполненного расчета, в рассматриваемом примере зависимость $\bar{h} = \frac{h}{\gamma L} = f(k)$ имеет максимум при $k^* \approx 1,2$. Однако, существенное увеличение толщины слоя имеет место при длинах эквидистантного участка в диапазоне значений $L_1 = (0,1 \dots 0,5) L_2$. Дальнейшее увеличение отношения уже не дает такого эффекта. К аналогичным результатам можно прийти, используя изложенную методику исследования при иных соотношениях параметров смазки и размерах.

Выводы. 1. Введение сужающегося участка на входе смазки в пространство между параллельными поверхностями создает благоприятные условия смазки. 2. Изложенный метод исследования позволяет найти оптимальные геометрические характеристики для обеспечения гидродинамического режима.

Список литературы: 1. Д. С. Коднир. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. — Москва: Машиностроение, 1976, 304с. 2. Мур Д. Основы и применения трибоники. — Издательство: Мир, 1978. — 487с. 3. Справочник по триботехнике. В трех томах. Т.2. Смазочные материалы и техника смазки. Под. ред. М.Хебды, А.В.Чиченадзе, Варшава, ПКЛ, 1990. — 401с. 4. А.с. №1216470 СССР. Зубчатая муфта /А.П. Попов (СССР). — №3799340/25; Заявлено 13.04.84; Опубл. 07.03.86. Бюл. №9. 5. А.с.

№1695009 СССР. Зубчатая муфта /А.П. Попов (СССР). – № 471077/27; Заявлено 26.06.89; Опубл. 30.11.91. Бюл. № 44. 6. А.с. №1504394 СССР. Зубчатая муфта /А.П. Попов (СССР). – № 408904/31-27; Заявлено 09.07.86; Опубл. 30.08.89. Бюл. № 32. 7. Попов А. П., Кипреев Ю.Н. Влияние продольной модификации наружных зубьев на нагрузочную способность зубчатых муфт. Сб. научн. тр. УГМУ, 2001, №6 (378) – с.135 – 149. 8. Кипреев Ю.Н. Характеристики гидродинамического режима смазки боковых поверхностей зубьев. – 36 наук. прац УДМУ, 1999, №1 (361) – с. 82 – 93. 9. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов/ К.В. Фролов, С.А.Попов, А.К. Мусатов и др. Под ред. К.В. Фролова. – М., Высшая шк., 1987. – 496с. 10. Теория механизмов. Под ред. В.А.Гавриленко. Учебное пособие для вузов. – М., Высшая шк., 1973. – 511с. 11. Черв'ячна передача Ломаковської. Деклараційний патент на винахід №2000052745 від 15.05.2000. Бюл. №5 від 15.06.2001.

Статья поступила в редакцию 13.05.2002 г.

РАЗРАБОТКА ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО СМЕСИТЕЛЯ-УВЛАЖНИТЕЛЯ

Клягин Г.С., Ростовский В.И., Кравченко А.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

High-performance blending machine - humectant for preparing difficult moistened dust for utilization is created. This device combined three functions (mixing, humidifying and pelletizing) in one operational unit.

Применение газоочистных устройств сухого типа на промышленных предприятиях, особенно на металлургических, экологически, экономически и технологически более эффективно, чем мокрых газоочистных установок. В тоже время на большинстве предприятий, где они используются, утилизация уловленной пыли затруднена или не возможна из-за отсутствия необходимого оборудования для её подготовки. Выгрузка и транспортировка пыли без увлажнения приводит к значительным пылевыведениям в окружающую среду. Трудности, связанные с беспыльной выгрузкой, доставкой пыли к месту использования и процессом ее утилизации заставляют находить новые конструктивные решения, обеспечивающие заданные экологические требования.

Проанализировав существующие технологии увлажнения тонкодисперсных пылей можно выделить три основные технологические операции: дозированную выгрузку пыли, орошение пыли увлажняющей жидкостью, усреднение получаемой смеси. Соответственно выполняемым операциям увлажнитель должен включать в себя выгрузочное устройство, ороситель и усреднитель. Жесткие требования по габаритам увлажнителя делают жела-

тельным размещение этих устройств в одном корпусе. При реконструкции агрегатов увлажнитель должен размещаться между существующим бункером пыли и транспортным средством.

Применяемые выгрузочные устройства с использованием питателей и затворов позволяют равномерно выпускать тонкодисперсную пыль только при больших значениях производительности, а при малых значениях пыль сходит не по всему сечению выпускного отверстия с образованием сводов. Неравномерный выпуск пыли с малой производительностью затрудняет качественную подготовку пыли.

Ороситель и усреднитель, должны обеспечить равномерный контакт увлажняющего агента с пылью. Применяемые в настоящее время лопастные, барабанные смесители подвержены зарастанию материалом, абразивному износу и заклиниванию.

На основании проведенных исследований и с учетом накопленного опыта в ДонНТУ были разработаны и опробованы в промышленных условиях несколько конструкций смесителей-увлажнителей пыли вибрационного типа.

Сущность предложения заключается в повышении интенсивности процесса увлажнения, за счет образования вибрирующего слоя увлажнителя, подачи на этот слой сыпучего дисперсного материала и их совместной вибрационной обработки. Сухие частицы плохо увлажняемого материала, попадая на слой увлажнителя, внедряются под жидкостную пленку не только за счет силы тяжести, а в основном, за счет кинетической энергии, сообщаемой частицам материала, вибрирующего слоя увлажнителя (виброкипящий слой). Для сыпучих материалов, подвергаемых только вибрационному воздействию, переход слоя из состояния виброожижения к виброкипению зависит не от массы частиц, а от ускорения вибрации ($A\omega^2$) поверхности, на которой находится материал. При переходе ускорения за критическое значение материал отрывается от вибрирующей поверхности и слой переходит в состояние виброкипания. В состоянии виброкипания частицы подсакаивают, сталкиваются друг с другом и совершают отраженные броски, вращаются и соударяются со стенкой камеры. Весь слой материала может совершать циркуляционное перемещение внутри камеры.

Рассматривая образование виброкипящего слоя в таком аппарате, условие отрыва от поверхности рабочей камеры без учета свойств материала можно записать в виде:

$$m_1 g < m_2 A \omega^2 \sin \varphi,$$

где m_1 – масса материала, кг; m_2 – масса аппарата и дебалансов вибратора, кг; g – ускорение свободного падения 9,81 м/сек²; A – амплитуда колебаний; ω – частота колебаний, Гц; φ – угол "выбрасывания" массы материала, град.

Отрыв слоя в каждой из точек поверхности рабочей камеры аппарата

происходит в разное время периода его колебаний, а угол "выбрасывания" зависит от ускорения вибрации ($A\omega^2$).

Если плоскость вращения центра тяжести ротора дебалансного вибровозбудителя проходит через центр тяжести вспомогательного тела (под "вспомогательным" понимается тело, получающееся из исходного, если сосредоточить массы всех вибровозбудителей в центрах вращения их векторов-эксцентриситетов) и перпендикулярна к одной из главных осей инерции этого тела, то мягко виброизолированное тело будет совершать под действием возбудителя плоскопараллельные колебания. Траектории точек тела в общем случае являются эллипсами. Можно построить универсальную диаграмму поля траекторий и решать с её помощью задачи анализа и синтеза вибрационных машин рассматриваемого типа.

На рис. 1 приведена принципиальная схема установки вибрационно-го смесителя-увлажнителя пыли.

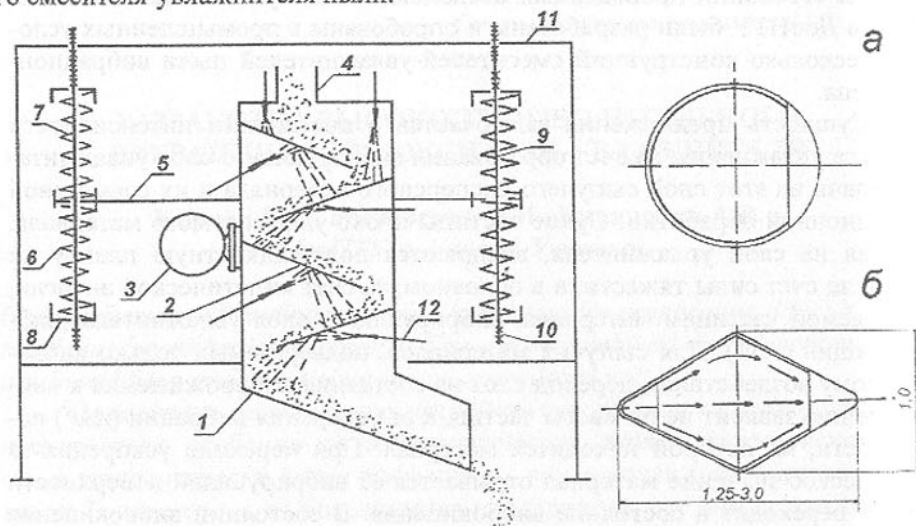


Рис. 1. Принципиальная схема смесителя-увлажнителя и контуры корпусов

Устройство состоит из корпуса 1 с наклонными полками 2. К корпусу жестко прикреплен электромеханический вибратор 3. В верхней части корпуса имеется приемный патрубок 4. Балка 5 жестко соединена с корпусом и удерживает всю конструкцию на пружинах 6. С целью упругой фиксации в вертикальном направлении балка 5 прижимается пружиной 7. Поджатие пружин 6 и 7 производится через стаканы 8 навинчиванием на шпильку 9 гаек 10. Шпилька 9 вставлена в отверстие верхней горизонтальной связи рамы 11 и фиксируется гайками.

Благодаря колебаниям корпуса и полок частицы пыли интенсивно "вбиваются" в виброкипящий слой влаги, за счет чего происходит первый этап увлажнения пыли. Пересыпаясь с полки на полку, расположенные

каскадом, смесь сухой пыли, влаги и комочков увлажненной пыли дополнительно перемешивается. Комочки при этом постоянно разрушаются и вновь образуются, соединяясь с частицами еще не увлажненного материала. Дополнительная вода подается на поток материала с помощью распылительных форсунок. Необходимый эффект увлажнения происходит за счет комбинированного способа подачи увлажняющего агента.

Удельный расход увлажнителя составляет 0,5-6,0 кг/(м²·с). Расход сухого материала 5-50 кг/(м²·с). При включенном вибраторе 3 корпус 1 смесителя-увлажнителя совершает круговые колебания в вертикальной плоскости с частотой ~ 25 Гц.

Корпус увлажнителя первой модели был выполнен цилиндрическим (рис. 1а). Как показали промышленные испытания, производительность вибрационных смесителей-увлажнителей этой конструкции в зависимости от типоразмеров составляла 3-15 т/ч. При увеличении расхода пыли, качество увлажнения, и перемешивания увлажняемого материала получается невысоким. Начиная со значений 15-20 т/ч резко ухудшается смешивающий эффект установки и в разных участках сечения выгрузочного отверстия смесь выходит с различной влажностью. Качество увлажнения и перемешивания улучшалось до определенного предела при увеличении количества полок. Однако это резко увеличивало габариты и массу аппарата и требовало установки более мощных вибраторов.

Таким образом, смесители с круглым сечением не могли обеспечить качественное увлажнение материала при повышенной производительности. Поэтому при разработке второй модели была поставлена цель — увеличить интенсивность увлажнения материала и повысить качество смешивания, что в итоге приведет к увеличению производительности.

Поставленная цель была достигнута тем, что корпус в плоскости сечения полок был выполнен ромбовидным (рис. 1б) с соотношением диагоналей 1:(1,25-3,0). При этом длина полки, а также расстояние в плоскости нижележащей полки между проекцией на нее свободной кромки вышележащей полки и стенкой корпуса со стороны разгрузки материала с полки равны 0,7-0,9 длины большей диагонали. Это дало возможность повысить интенсивность процессов увлажнения и перемешивания за счет организации движения частиц увлажняемого материала не только в продольном, но и в поперечном направлении в плоскости полки.

Практика и новые предложения по разработке технологических линий совместной подготовки сухих пылей и шламов для дальнейшей утилизации потребовали разработки новых конструкций смесителей-увлажнителей пыли производительностью до 45 т/ч. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что повысить производительность виброувлажнителя до 35-45 т/ч, увеличивая его габариты без изменения конструкции, не удастся.

Для опытно-промышленного опробования была разработана третья

модель конструкции вибрационного смесителя-увлажнителя с ожидаемой производительностью более 40 т/ч. Главной отличительной особенностью конструкции является разделение потока пыли при загрузке в корпус увлажнителя на два потока с раздельной их обработкой вибрацией в одном корпусе. При этом вибродвигатель закрепляется на оси симметрии корпуса вблизи центра масс (рис. 2).

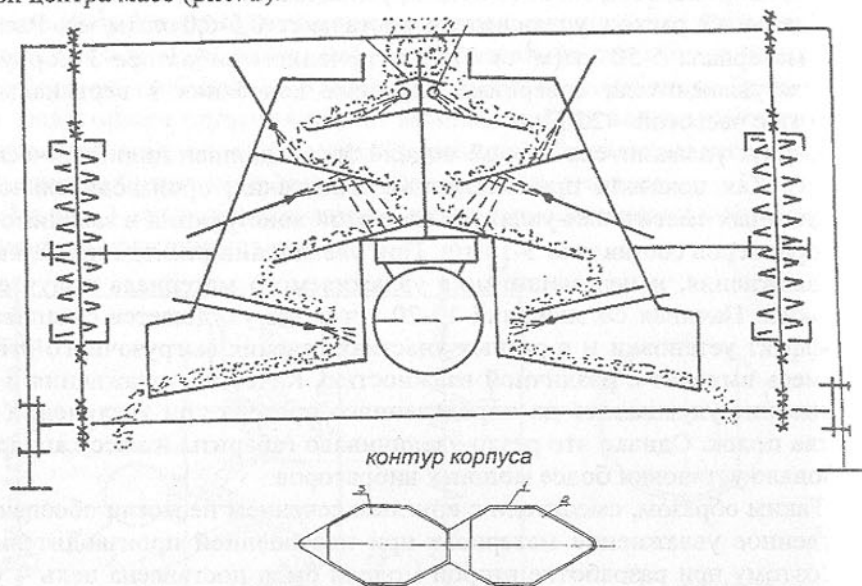


Рис. 2. Смеситель-окомкователь повышенной производительности

На рисунке также показан горизонтальный контур этого корпуса и его наклонные рабочие полки на разных уровнях. В верхней части рабочее пространство имеет ромбовидное сечение. К низу горизонтальное сечение удлиняется за счет появления боковых щеквин. Такой прием конструирования наклонного корпуса позволяет разместить вибратор поблизости от центра тяжести корпуса, а длину нижних полок не только не уменьшить, но и увеличить. Контур 1 позволяет удлинить рабочие полки 2 и 3. В целом, общая длина полок достигает величины, части которой достаточно для смешивания и увлажнения, а остальная часть длины полок используется для окомкования получившейся увлажненной и смешанной пыли. С целью проведения окомкования четвертая полка по ходу движения пыли не имеет форсунки для подачи воды.

Предлагаемая конструкция виброувлажнителя позволяет улучшить качество увлажнения и смешивания плохо смачиваемых, особенно гидрофобных пылей и порошков, в 5-10 раз по сравнению с известными решениями. Положительный технический эффект от внедрения данного устройства на металлургических предприятиях получается за счет исключе-

ния ныне действующего гидросмыва уловленной пыли и последующей стадии обезвоживания шлама перед его утилизацией. Значительно улучшается экологическая обстановка при переработке пылей и порошков.

Статья поступила в редакцию 20.05.2002 г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭФФЕКТА БЕЗЫЗНОСНОСТИ В УЗЛАХ ТЯЖЕЛОГО ГЛУБОКОРАСТОЧНОГО СТАНКА

Ковалев В.Д., Бабин О.Ф. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

The technology of increase of reliability of friction units of heavy machine tools is developed by use metal of lubricant materials and of the phenomenon of selective carry. It has allowed considerably to reduce wear and to ensure uniformity of slow disalignments.

Точностная надёжность металлорежущих станков в значительной степени определяется скоростью изнашивания направляющих поверхностей. Повышение интенсивности эксплуатации станков приводит к значительному увеличению скорости изнашивания незакалённых направляющих. Кроме того, всё более ужесточаются требования в отношении точности изготовления деталей на станке, что также вызывает необходимость увеличения точностной надёжности направляющих скольжения.

Изнашивание направляющих происходит, в основном, в результате попадания в зону трения абразивных и других частиц; отсутствия или несовершенства конструкции защиты направляющих; несовершенства смазочных систем станков; невозможность создания в большинстве случаев условий для гидродинамического трения из-за малых скоростей перемещения и частых остановок подвижных узлов и механизмов или реверсирования направления их движения.

Снижение износа деталей в узлах трения и коэффициента трения ведётся путём разработки новых конструкций узлов трения; создания конструктивных материалов подбором их сочетаний, включая смазочные материалы; разработки технологических процессов обработки деталей узлов трения; разработки систем и режимов смазывания.

В области технологических процессов обработки деталей для борьбы с изнашиванием используются, в частности, методы повышения прочности материала детали и её поверхностной твёрдости в сочетании со снижением шероховатости поверхностей трения.

Применяются разные методы обработки деталей:

- изменение структуры поверхностного слоя металла детали (цементация, закалка, пластическое деформирование, термомеханическая обработка, лазерная обработка и др.);
- изменение состава и структуры поверхностного слоя (азотирование

ние, фосфатирование, цианирование, ионная имплантация);

- нанесение износостойких покрытий (гальванические покрытия – хромовые, никелевые, наплавка твёрдыми сплавами, магнетронное распыление, плазменное напыление);

- абразивная и отделочно-упрочняющая обработка поверхностей для снижения их шероховатостей (тонкое шлифование, хонингование, суперфиниширование, алмазное выглаживание, обработка шариками и др.);

- упрочнение поверхностей трения с использованием металлизированных смазок.

При проектировании и изготовлении тяжёлого глубокорасточного станка для повышения его точностной надёжности было предложено использование металлоплакирующих смазочных материалов. Металлоплакирующие смазочные материалы (СМ) — это материалы, содержащие (по массе от 0,1 до 10%) присадки: порошки металлов, сплавов и их оксидов, соли и комплексные соединения металлов, металлоорганические соединения. При использовании металлоплакирующих СМ реализуется эффект безызносности, который проявляется в том, что на трущихся деталях в процессе работы узлов трения формируется тонкая, трудно поддающаяся окислению, защитная самовосстанавливающаяся металлическая пленка из введенных в СМ присадок.

Использование металлоплакирующих СМ позволяет повысить долговечность узлов трения (в 2-3 раза), снизить потери на трение (на 30 – 200%) и тем самым повысить КПД машин и оборудования, уменьшить расход смазочных материалов (в 2-3 раза), увеличить период между смазочными работами (до 3 раз).

Наибольшее распространение получили металлоплакирующие СМ, образующие медную сервовитную пленку.

Повышенная эффективность металлоплакирующих СМ обусловлена следующими факторами: наличием контакта поверхностей трения через пластически деформирующийся мягкий и тонкий слой металла, большей реализацией эффекта Ребиндера; переносом частиц износа с одной поверхности трения на другую и удержание частиц в зоне контакта электрическим полем; защитой поверхностей трения от проникновения водорода.

Глубокорасточные станки, выпускаемые ОАО "КЗТС", позволяют производить обработку отверстий в цилиндрических и конических в деталях длиной до 20000 мм и более. Конструкция и компоновка станка обеспечивает скоростную обработку глубоких отверстий твёрдосплавным инструментом (рисунок 1). Поскольку диапазон рабочих подач стеблевой бабки составляет 0,5...2000 мм/мин, перед создателями станка стоит сложная задача обеспечения равномерности медленных перемещений при скоростях подач до 0,5 – 1 мм/мин. Кроме того, как говорилось выше, точностная надёжность работы станков в значительной степени определяется скоростью изнашивания направляющих поверхностей.

В процессе лабораторных исследований скорости изнашивания были изготовлены контрольные образцы из стали 45 (латунированная) и бронзы БрОЦС5-5-5.

При испытании на машине трения МТ-1 создавалось удельное давление 0,7 МПа. Изнашивание определялось на пути трения равное 250 м. Смазка осуществлялась маслом И-30. Износ измерялся на электронных весах ВЛР-200. Величина износа на пути 250 м составила 0,0035 грамм, что даёт линейный износ при площади контакта $S=70 \text{ мм}^2$, $h=0,006 \text{ мм}$. Таким образом, скорость изнашивания составляет $v=24 \text{ мкм/км}$ пути. Эти результаты свидетельствуют о необходимости повышения износостойкости сопрягаемых поверхностей.

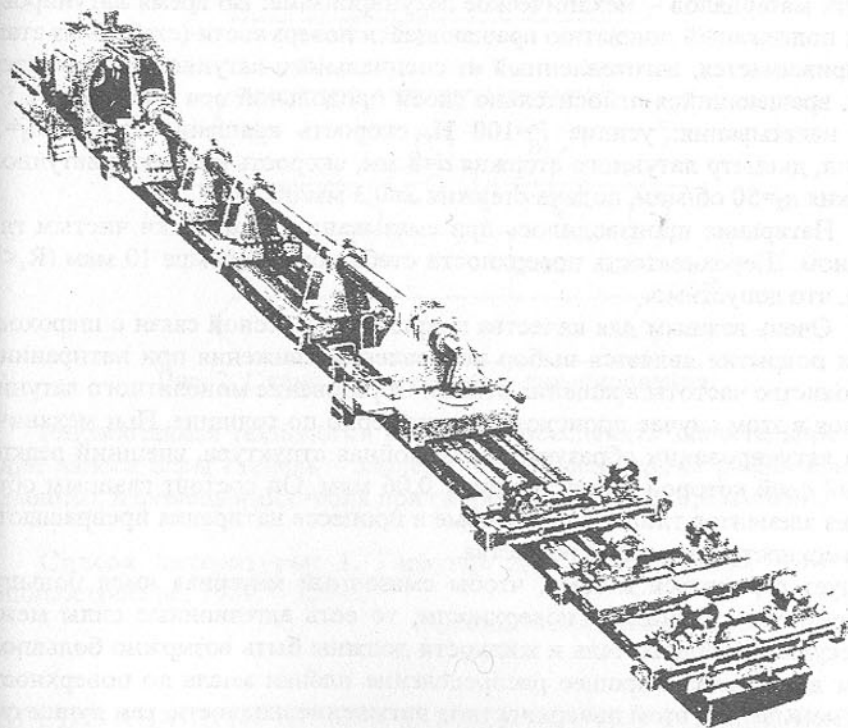


Рис. 1. Тяжелый глубокорасточный станок

При изготовлении и отладке глубокорасточного станка мод. КЖ1947Ф1, предназначенного для расточки глубоких отверстий в деталях тепловой и атомной энергетики был использован способ покрытия поверхностей трения, соединяющий в себе нанесение предохраняющего слоя и поверхностное упрочнение основного металла. Способ основан на использовании эффекта избирательного переноса, значительно снижает силы трения и изнашивания поверхностей, экологически чист, требует ма-

лых затрат материалов, энергии и времени.

Д.Н. Гаркуновым и И.В. Крагельским [1] показано, что в паре трения сталь-бронза с глицерином в качестве смазочного материала при определённых условиях, в том числе при трении со смешанной и граничной смазкой, может установиться состояние с исключительно малыми силами трения, близкими к жидкостному трению.

Использование металлизированных смазочных композиций и новых упрочняющих технологий на их основе дает возможность снижения коэффициента трения более чем в 10 раз, снижения износа деталей в 3-17.

В результате проведённых поисковых работ для пары трения стембель-люнеты был выбран метод с использованием металлоплакирующих смазочных материалов – механическое латунирование. Во время латунирования к подлежащей покрытию вращающейся поверхности (стембель из стали 45) прижимается, изготовленный из специального латунного сплава стержень, вращающийся относительно своей продольной оси (рисунок 2). Режим накатывания: усилие $P=100$ Н, скорость вращения стембеля $n_1=10$ об/мин, диаметр латунного стержня $d=8$ мм, скорость вращения латунного стержня $n_2=50$ об/мин, подача стержня $S=0,3$ мм/об.

Натирание производилось при смазывании технически чистым глицерином. Шероховатость поверхности стембеля была меньше 10 мкм ($R_z < 10$ мкм), что допустимо.

Очень важным для качества покрытия и в тесной связи с шероховатости покрытия является выбор направления движения при натирании и постоянство частоты вращения стембеля. Образование монолитного латунного слоя в этом случае происходит равномерно по толщине. При механическом латунировании образуется трёхслойная структура, внешний реакционный слой которой имеет толщину 0,06 мкм. Он состоит главным образом из элементов глицерина, которые в процессе натирания превращаются в поверхностно-активные вещества.

Следует стремиться к тому, чтобы смазочный материал имел большую способность смачивания поверхности, то есть адгезионные силы между молекулами твёрдого тела и жидкости должны быть возможно большими. Этим достигается хорошее распределение плёнки масла по поверхности. Чем меньше при этом поверхностное натяжение жидкости, тем лучше смачивается твёрдая поверхность. Механическое латунирование решает этим две задачи. Натёртый слой латуни благодаря своим особенностям улучшает смачиваемость поверхности, а сглаживание микронеровностей поверхности тела при натирании приводит к нарушению барьера шероховатости, который увеличивает поверхностное натяжение твёрдого тела и тем увеличивает эффект смачиваемости.

Кроме того, в связи с уменьшением в результате механического латунирования исходной шероховатости до $R_z=1,0...5,0$ мкм реальная поверхность контакта сопряжённых поверхностей увеличивается. В связи с

этим давление в месте контакта снижается, что ведёт к повышению их несущей способности и уменьшению износа сопряжений.

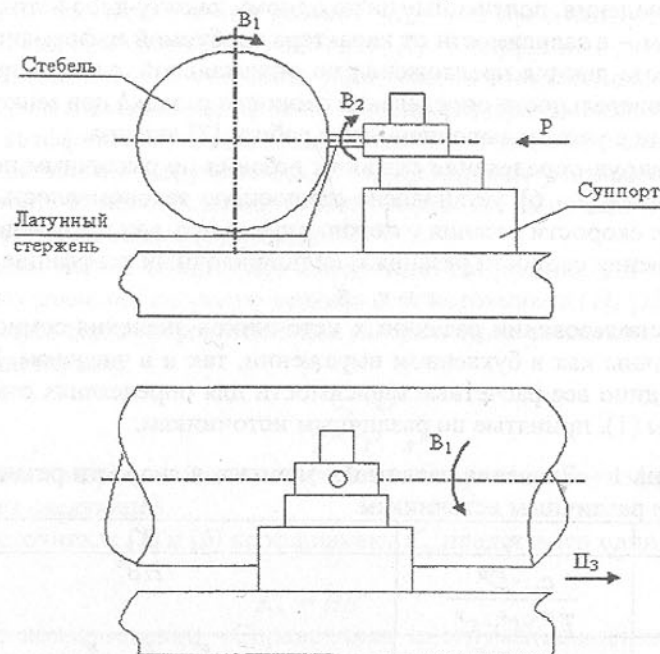


Рис. 2. Схема механического латунирования

Разработанная технология позволила обеспечить значительное снижение износа пары стембель – лунеты. Обеспечена также равномерность медленных перемещений стембеля при скоростях подач до 0,6 мм/мин.

Список литературы: 1. Гаркунов Д.Н. Триботехника – Москва: Машиностроение, 1989. – 327 с.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

АНАЛИЗ АНАЛИТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ ОТВЕРСТИЙ

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

При определении элементов режимов резания используют различную справочно-нормативную литературу, например [1 - 6]. Принципы подачи справочного материала и получаемые результаты в каждом из литературных источников различны. В работе [7] при анализе зенкерования чугуна и стали проведено сопоставление результатов, полученных по ука-

занным источникам, для одних и тех же исходных данных. Было установлено, что для получения более достоверных результатов желательно использовать сведения, полученные не по одному какому-либо источнику, но по различным – в зависимости от характера требуемой информации. В настоящей работе даются предложения по оптимальной, с точки зрения автора, последовательности определения скорости резания при зенкерование чугуна и стали с учетом выполненного в работе [7] анализа.

Анализируя определение скорости резания по различным нормативным источникам [1 - 6], установлена следующая закономерность. Расчетное значение скорости резания v можно определить как произведение табличного значения скорости резания v_t на поправочный коэффициент K_v :

$$v = v_t \cdot K_v. \quad (1)$$

При использовании различных источников значения множителей v_t и K_v различны как в буквенном выражении, так и в числовом. В табл. 1 сведены воедино все расчетные зависимости для определения множителей формулы (1), принятые по различным источникам.

Таблица 1 – Значения расчетных элементов скорости резания, определенных по различным источникам

Источник	v_t	K_v
[1]	$\frac{c_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}$	HB^n
[2]	$\frac{c_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}$	$K_m \cdot K_{in} \cdot K_w$
[3]	v_t	$K_m \cdot K_{in} \cdot K_l$
[4]	v_t	$K_m \cdot K_{in} \cdot K_a \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_T$
[5]	v_t	$K_m \cdot K_{in} \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_z \cdot K_p \cdot K_{pm} \cdot K_T$
[6]	$\frac{c_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}$	$\frac{1}{HB^n}$

В табл. 1 приняты следующие обозначения:

c_v – исходный нормативный коэффициент, зависящий от вида обрабатываемого материала, марки инструментального материала и конструкции зенкера (концевой, насадной); D – номинальный диаметр зенкера; HB – твердость обрабатываемого материала по Бринелю; T – стойкость зенкера; t и s – глубина резания и подача; q, n, m, x, y – показатели степени при соответствующих параметрах, которые зависят от вида обрабатываемого материала и марки инструментального материала;

K_m – коэффициент, учитывающий свойства обрабатываемого материала; K_{in} – коэффициент, учитывающий вид инструментального материала зенкера; K_l – коэффициент, учитывающий отношение длины обрабаты-

ваемого отверстия к диаметру; K_a – коэффициент, учитывающий тип обрабатываемого отверстия (сквозное, глухое); K_g – коэффициент, учитывающий наличие охлаждения при резании; K_w – коэффициент, учитывающий наличие корки при получении заготовки; K_T – коэффициент, учитывающий отношение фактической стойкости инструмента к нормативной; K_z – коэффициент, учитывающий вид формы заточки зенкера (нормальная, радиусная); K_p – коэффициент, учитывающий наличие и вид специального покрытия рабочей части инструмента; K_{pm} – коэффициент, учитывающий последовательность переходов маршрута при обработке заготовки (вид предшествующих и выполняемых переходов).

Анализ табл. 1 показывает следующее. Выражение для определения табличного значения скорости резания для источников [1], [2], [6] одинаково, является более информативным по сравнению с источниками [3] - [5] и определяется как:

$$v_t = \frac{c_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}. \quad (2)$$

Анализа выражений для определения поправочного коэффициента K_v показывает следующее.

В источниках [1] и [6] коэффициент K_v представлен одним множителем:

$$K_v = HB^n \quad (3)$$

При использовании «Справочника инструментальщика» под общ. ред. И.А. Ординарцева [1] и

$$K_v = \frac{1}{HB^n} \quad (4)$$

– при использовании учебника для вузов «Резание металлов» авторов Г.И. Грановского и В.Г. Грановского [6].

В работах [2] и [3] поправочный коэффициент K_v включает произведение трех множителей, первые два из которых одинаковы, а третьи множители отличаются между собой:

$$K_v = K_m \cdot K_{in} \cdot K_w \quad (5)$$

– при определении величины K_v по «Справочнику технолога-машиностроителя» под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова [2] и

$$K_v = K_m \cdot K_{in} \cdot K_l \quad (6)$$

– при определении коэффициента K_v по «Общемашиностроительным нормативам режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках» [3].

В справочнике «Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов» под общ. ред. В.И. Баранчикова [4] поправочный коэффициент K_v определяется как произведение шести множителей:

$$K_v = K_m \cdot K_{in} \cdot K_a \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_T. \quad (7)$$

Наиболее полно влияние исходных факторов, определяющих условия обработки, учитывается в «Общемашиностроительных нормативах времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением» [5], где коэффициент K_v определяется как произведение восьми сомножителей:

$$K_v = K_m \cdot K_{in} \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_z \cdot K_p \cdot K_{pm} \cdot K_T. \quad (8)$$

Приняв последний из вышеуказанных сомножителей за основу и добавив отличные от него сомножители K_l (для источника [3]) и K_a (для источника [4]), получим выражение для определения поправочного коэффициента по скорости резания:

$$K_v = K_m \cdot K_l \cdot K_a \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_{in} \cdot K_z \cdot K_p \cdot K_{pm} \cdot K_T. \quad (9)$$

Учитывая все вышесказанное, предлагаем определять расчетное значение скорости резания как произведение сомножителей, представленных в правых частях выражений (2) и (9):

$$v = \frac{c_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \cdot K_m \cdot K_l \cdot K_a \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_{in} \cdot K_z \cdot K_p \cdot K_{pm} \cdot K_T. \quad (10)$$

Выражение (10) более полно (по сравнению с анализируемыми источниками) учитывает фактические условия обработки и в этом смысле является обобщающим. Отдельные составляющие этого выражения предлагается принимать по различным источникам. Это объясняется тем, что те или иные параметры и отдельные поправочные коэффициенты при их выборе с использованием одних источников учитывают фактические условия обработки более полно по сравнению с другими.

Так, например, выше было отмечено, что выражение для определения табличной скорости резания v_t является одинаковым при использовании источников [1], [2] и [6]. Однако, для источников [1] и [6] значения коэффициента c_v функционально связаны с поправочным коэффициентом K_v , а для источника [2] эти коэффициенты независимы друг от друга. Поэтому коэффициент c_v необходимо принимать по источнику [2], а остальные параметры выражения (3) — по источнику [1]. Последнее объясняется тем, что эти параметры определяются при этом более точно.

При определении поправочных коэффициентов отмечены следующие особенности. При использовании источника [2] при обработке чугунов коэффициент K_m учитывает реальные механические свойства обрабатываемого материала раздельно при обработке как ковкого, так и серого чугунов. При использовании источников [1] и [6] коэффициент K_m учитывает фактические значения твердости НВ, но принимается одинаковым при обработке любых чугунов. По источникам [4] и [5] коэффициент K_m не учитывает твердости материала по НВ, а в источнике [3] этот коэффициент (как и большинство других) вообще отсутствует. Подобного рода картина имеет место и при выборе других поправочных коэффициентов.

С учетом вышесказанного числовые значения составляющих скорости резания (см. выражение 10) предлагается вычислять следующим образом: коэффициенты c_v и K_m — по источнику [2]; параметры t , T , s и показатели степени q , m , x , y — по источнику [1]; коэффициент K_l — по источнику [3], коэффициент K_a — по источнику [4], а остальные 7 поправочных коэффициентов из выражения (9) — по источнику [5].

Для получения сопоставимых результатов при использовании различных источников в качестве исходных данных для анализа приняты одни и те же условия обработки, указанные ниже. Выполняется черновое зенкерование ковкого чугуна НВ = 180 в заготовке, полученной отливкой и имеющей нормальную (не сильно загрязненную) корку. Обработка ведется насадным зенкером, изготовленным из быстрорежущей стали Р6М5 без специального покрытия рабочей части, с охлаждением, форма заточки инструмента — нормальная (Н).

Для принятых условий обработки получим следующие значения составляющих элементов выражения (10): $c_v = 27,9$; $D = 50$ мм; $T = 82,5$ мин; $t = 3,75$ мм; $s = 1,05$ мм/об; $q = 0,2$; $m = 0,125$; $x = 0,1$; $y = 0,4$; $K_m = 0,79$; $K_l = 1,0$; $K_a = 1,0$; $K_g = 1,2$; $K_w = 0,85$; $K_{in} = 1,0$; $K_z = 1,0$; $K_p = 1,0$; $K_{pm} = 0,95$; $K_T = 0,8$.

Подставляя значения составляющих в выражение (10), найдем значение скорости резания при зенкеровании ковкого чугуна: $v = 18,5$ м/мин. При обработке других материалов (при сохранении постоянными остальных исходных параметров) получены следующие значения скоростей резания: при обработке серого чугуна - $v = 14,1$ м/мин, стали автоматной - $v = 9,5$ м/мин, стали конструкционной - $v = 7,8$ м/мин.

При сравнении этих результатов с данными [7] видно, что все значения находятся в пределах соответствующих доверительных интервалов и ранжированы таким же образом, как и средние арифметические значения (значения скоростей резания последовательно убывают соответственно при обработке материалов в вышеперечисленном порядке). Достоинством такого способа определения скорости резания является анализ всех 10 факторов, учитывающих реальные условия обработки.

Список литературы: 1. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. — Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. — 846 с. 2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. 496 с. 3. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть 1. Токарные, карусельные, токарно-револьверные, алмазно-расточные, сверлильные, строгальные, долбежные и фрезерные станки. Изд. 2. М.: Машиностроение, 1974, 406 с. 4. Прогрессивные режущие инструменты и режи-

мы резания металлов: Справочник/ В.И. Баранчиков, А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина и др.; Под общ. ред. В.И. Баранчикова. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с. 5. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. Часть 2. Нормативы режимов резания. М. – Экономика. – 1990. 474 с. 6. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985. – 304 с. 7. Коваленко В.И., Гаврилов П.А. Определение скорости резания при зенкеровании чугуна и стали при использовании различной нормативной документации. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001, Вып. 15. С. 147-152.

Статья поступила в редакцию 15.05.2002 г.

АНАЛИЗ КАНОНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ КАК ИНЕРЦИОННЫЙ ТРАНСФОРМАТОР ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ПЕРВОГО РОДА

Куница А.В. (АДИ ДонГТУ, г. Горловка, Украина)

Analysis canonical of characteristics inertia-impulsive of mechanisms permit create system spring energy - inertia-impulsive of mechanical system – receiver energy, possessing property's adaptation and creating only that nonlinear effects, which necessary's for carrying out progressives and energy savings of technology's.

Инерционно-импульсные механические системы (ИИМС) в машиностроении открывают перспективы в создании принципиально новых прогрессивных и энергосберегающих технологий. Эти технологии реализуются посредством разработки машин, обладающих свойствами адаптации в зависимости от изменения параметров технологического процесса. Такие машины позволяют выполнить не только процессы транспортировки и трансформации энергии от двигателя к рабочим органам, но и функции контроля и управления протеканием технологического процесса без запаздывания во времени.

Адаптация машин и выполнение технологического процесса на оптимальных режимах осуществляется за счет изменения структур связей между обобщенными координатами привода, вследствие того, что он обладает несколькими степенями свободы. Это свойство таких машин является необходимым условием при создании саморегулируемых систем в машиностроении, т.к. реализация этого условия осуществляется вследствие принципа наименьшего принуждения Гаусса.

Функционирование ИИМС осуществляется в составе системы источник энергии (ИЭ) – ИИМС – приемник энергии (ПЭ) и сопровождается разного рода нелинейными эффектами [1], обуславливающими, при недостаточном качественном проектировании, их низкую работоспособность.

Возможность возникновения нелинейных эффектов обусловлена именно тем качеством ИИМС, что любая из них обладает несколькими степенями свободы и сложным образом взаимодействует с ИЭ и ПЭ. Система ИЭ – ИИМС – ПЭ функционирует нужным нам образом только в том случае, если характеристики ИЭ, ИИМС, ПЭ определенным образом соответствуют друг другу.

Характеристики ИЭ и ПЭ достаточно подробно изучены различными соответствующими специальными науками. Характеристики ИИМС изучены механикой машин в недостаточной степени.

Инерционно-импульсная механическая система обязательно содержит инерционно-импульсный механизм (ИИМ), в котором происходят наиболее сложные нелинейные эффекты. Трансформирующие свойства ИИМ отражаются посредством его канонической характеристики [2 – 4].

Анализ канонических характеристик ИИМ Хоббса, Левина и обобщенного [1] позволит обеспечить создание такой системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, в которой будут реализованы только необходимые для осуществления данного технологического процесса нелинейные эффекты, и она будет иметь достаточную работоспособность.

Каноническая характеристика ИИМ, функционирующего как инерционный трансформатор вращающего момента первого рода, представляет собою совмещенную зависимость для одной и той же структуры связей между его обобщенными координатами эффективных значений входного M_1 и выходного M_2 моментов в функции одних и тех же значений передаточного отношения. Эти зависимости могут быть представлены в аналитическом виде и графическим образом.

Зависимость эффективных значений выходного M_2 момента ИИМ Хоббса, Левина и обобщенного, функционирующих на режиме прямого хода (РПХ), в общем виде отражается функцией (рис.1):

$$M_{2ЭП} = \Phi [K_{II} - X_{II} * 2i / (1 + i)], \quad (1)$$

где $\Phi = 2nm_{ep}eq\dot{\theta}^2\pi^{-1}$; $K_{II} = a(1+q)$; $X_{II} = aq - b$;

n, m_{ep}, e – число сателлитов, масса и эксцентриситет неуравновешенного груза, установленного на сателлите.

Для ИИМ Хоббса: $a = r_1 + r_2$; $b = 0$; $q = r_1/r_2$;

для ИИМ Левина: $a = 0.5r_1$; $b = 0.5r_1 + r_2$; $q = \frac{r_1(r_1 + 2r_2)}{2r_2(r_1 + r_2)}$;

для обобщенного ИИМ: $a = \frac{r_1(r_1 + r_2 + r_3)}{r_2 + r_3}$; $b = \frac{r_1r_3}{r_2 + r_3}$; $q = \frac{r_1(r_1 + r_2 + r_3)}{(r_1 + r_2)(r_2 + r_3)}$ [1];

r_1, r_2, r_3 – радиусы сателлитов, солнечной и эпициклической шестерен;

$\dot{\theta}$ - частота вращения вала ИЭ;

i - передаточное отношение, равное отношению частот вращения на выходе и входе ИИМ.

Построение графических зависимостей канонических характеристик здесь и в дальнейшем производится всегда при единичном значении частоты вращения $\dot{\theta}$ вала ИЭ.

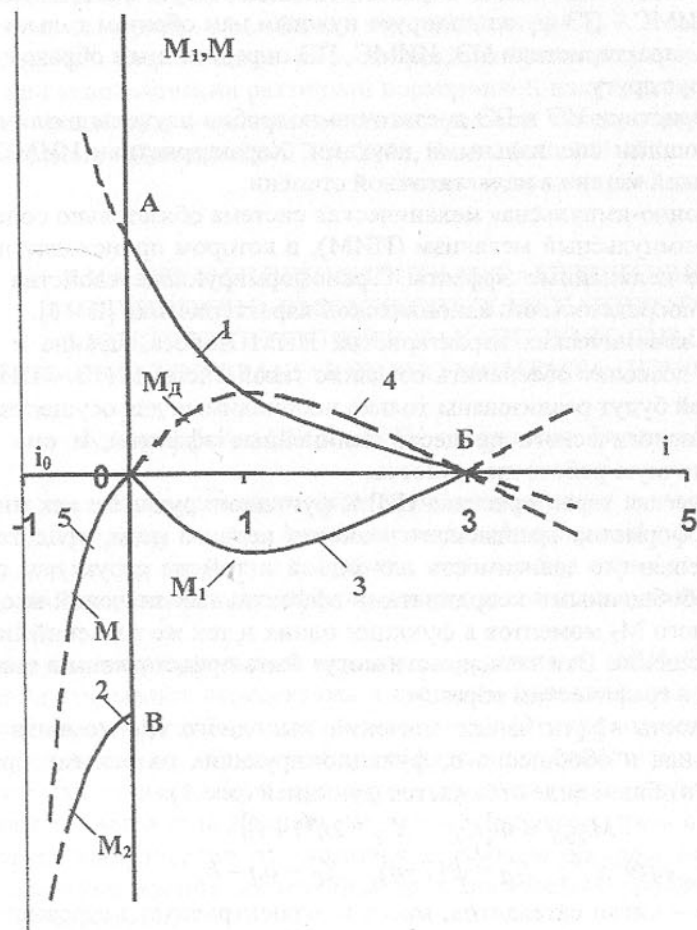


Рис. 1. Канонические характеристики ИИМ Хоббса (ведомая солнечная шестерня), Левина и обобщенного (ведущая эпициклическая шестерня), работающих как ИТВМ 1 рода соответственно на: РПХ - кривые 1, 3, 4; РОХ - кривые 2, 5. Координаты точек: $A \in M_2 = \Phi a(1+q)$; $B \in I = (q+1)/(q-1)$ (ИИМ Хоббса) или $i = a(1+q)/[a(q-1)-2b]$ (ИИМ Левина и обобщенный); $B \in M_2 = \Phi a(1-q)$ (ИИМ Хоббса) или $M_2 = \Phi[a(1-q)+2b]$

Уравнение (1), как функция передаточного отношения i ИИМ, графически представляет собой кривую линию 1 (рис.1). Ось ординат кривая 1 пересекает в точке А со значением выходного момента $M_2 = \Phi a(1+q)$. Расположение вертикальной линии асимптоты одной бесконечной ветви кривой 1 (кстати, практически нереализуемой на РПХ), уходящей в $+\infty$ по оси ординат, т.е. по оси моментов M_2 , найдем из условия определения разрыва функции (1). Положение асимптоты будет определено координатой на оси абсцисс, значение которой равно $i = -1$, а это уже режим прямого хода (РОХ). Это значение передаточного отношения ИИМ не относится к его значениям, реализуемым на рассматриваемом сейчас РПХ.

Расположение асимптоты другой ветви кривой 1, уходящей в ∞ по оси передаточного отношения i ИИМ, найдем из условия определения предельного значения функции (1), т.е. когда $i \rightarrow +\infty$. Это будет практически не реализуемая горизонтальная линия, имеющая точку на оси ординат с координатами $\Phi a(1-q)$, для ИИМ Хоббса, и $\Phi[a(1-q)+2b]$, для обобщенного ИИМ и Левина. В зависимости от величины q и b эта линия асимптоты может совпадать с осью абсцисс (если $q = 1$), лежать выше (если $q < 1$) или ниже ее (если $q > 1$). Если $q < 1$, то функционирование ИИМ будет сопровождаться нелинейными эффектами, т.к. выходной момент M_2 всегда будет положительным.

Тогда для ИИМ Левина и обобщенного значение коэффициента цикличности q должно быть $q > 1+2a/b$, а для ИИМ Хоббса, $-q > 1$. Ось абсцисс кривая 1 пересекает в точке В. Для ИИМ Левина и обобщенного ИИМ передаточное отношение в точке В имеет значение $i = a(1+q)/[a(q-1)-2b]$, а для ИИМ Хоббса, $-i = (q+1)/(q-1)$.

Кривая 1 на рабочем участке ИИМ, определяемого диапазоном изменения передаточного отношения на РПХ $0 \leq i \leq 1$, является гиперболой. Изменение выходного момента ИИМ по гиперболической зависимости, по мнению многих исследователей автоматических бесступенчатых передач, считается типичной характеристикой идеального трансформатора [1, 2].

Изменение эффективных значений выходного момента M_{230} исследуемых ИИМ на РОХ в общем виде может быть представлено функцией:

$$M_{230} = -\Phi \left[K_{\Pi} + X_{\Pi} \cdot \frac{2i_0}{(1-i_0)} \right]. \quad (2)$$

Функция (2) представляет собой кривую 2 (рис.1), которая пересекает ось ординат в точке В со значением $M_2 = -\Phi a(1+q)$. Вертикальная асимптота этой кривой проходит теперь действительно через $i = -1$, а горизонтальная асимптота имеет ординату: $M_{230} = -\Phi a(1-q)$, для ИИМ Хоббса, и $M_{230} = -\Phi[a(1-2q)+2b]$, для ИИМ Левина и обобщенного. Ветвь кривой 2 на РОХ ограничивается осью ординат и не имеет горизонтальной асимптоты.

Для практических целей можно рекомендовать в качестве ИТВМ 1

рода все три ИИМ: Хоббса с ведомой солнечной шестерней, Левина и обобщенный (каждый с ведущей эпициклической шестерней). Дальнейший анализ ИИМ и ИТВМ 2 рода проводим только для них.

Уравнение связи между эффективными значениями входного $M_{1ЭП}$ и выходного $M_{2ЭП}$ моментов имеет вид уравнения:

$$M_{1ЭП} = -M_{2ЭП} \cdot i. \quad (3)$$

Часто на графиках для удобства анализа взаимодействия ИИМ и ИЭ отображают графики $M_d = -M_{1ЭП}$ (кривая 4, рис. 1), т.е. откладывают не реакцию ИИМ, а момент двигателя, прикладываемый к ИИМ со стороны ИЭ для обеспечения установившегося периодически неравномерного режима движения. Тогда график M_d располагается в первом квадранте.

Теперь графики моментов $M_{2ЭП}$ и M_d пересекаются в точке с координатами: по оси абсцисс $i = 1$, а по оси ординат, $-M_2 = \Phi a$, для ИИМ Хоббса, и $M_2 = \Phi(a + b)$, для ИИМ Левина и обобщенного.

Уравнение связи между эффективными значениями входного $M_{1ЭП}$ и выходного $M_{2ЭП}$ моментов имеет вид уравнения:

$$M_{1ЭП} = M_{2ЭП} \cdot i_0. \quad (4)$$

Графически же моменты $M_{1ЭП}$ отражаются различными линиями 5 (рис.1), т.к. различны кривые $M_{2ЭП}$. Откладываются эти кривые в третьем квадранте декартовой системы координат на плоскости, т.е. $i_0 < 0$, а $M_{1ЭП}$ всегда имеет отрицательное реализуемое значение, и здесь нет необходимости переносить кривые $M_{1ЭП}$. Взаимных точек пересечения моментов $M_{1ЭП}$ и $M_{2ЭП}$ (за исключением начала координат) нет и быть не может, т.к. в силу выражения (4) момент $M_{1ЭП}$, при том же значении i_0 , будет всегда иметь значение меньше, чем $M_{2ЭП}$, т.к. $i_0 < 1$.

Анализ канонических характеристик ИИМ, функционирующих как ИТВМ первого рода, позволяет осуществить такое проектирование системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, которое позволяет избежать появления нежелательных нелинейных эффектов при выполнении технологического процесса.

Список литературы: 1. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. – М.: Машиностроение, 1978. – 224 с. 2. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с. 3. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ прямого хода/ Сб. тр. междунаро. науч.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С. 128 – 131 с. 4. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ обратного хода/ Там же. – С.132– 136 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИПУСКОВ ДЛЯ ОТДЕЛОЧНОЙ ОПЕРАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ДЕТАЛЕЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина), Горещкий Г.В. (Красноармейский филиал ДонНТУ, г. Красноармейск, Украина)

In present paper the question of influence errors of manufacturing and assembly of gear transfer details for allowance size of a straightness tooth wheels for performance gear finishing operations is considered.

При изготовлении деталей зубчатой передачи и ее сборке возникают погрешности, влияющие на степень точности готовой передачи. Разрабатывая технологические процессы на обработку деталей, следует учитывать тот факт, что согласно ГОСТ 1643-81 показатели точности передачи устанавливают относительно рабочих осей колес, то есть осей, вокруг которых колеса вращаются в передаче. В то же время при проектировании технологических процессов на отдельные детали передачи в качестве технологических и измерительных баз принимают оси этих деталей (оси отверстий колеса, вала, корпуса). Следовательно, существует необходимость пересчета допусков на отдельные детали передачи с тем, чтобы конечные показатели, которые относятся к рабочим осям, находились в заданных пределах. С этой целью составляют размерные цепи, в которых замыкающим звеном являются отклонение межосевого расстояния f_a , непараллельность f_x и перекос f_y осей передачи, которые считают заданными. Выполняя проектный расчет, находят допуски составляющих звеньев размерной цепи. Полученные в результате расчетов допуски являются довольно жесткими. Так, согласно [2], необходимо зубчатые колеса изготавливать с уменьшенными на 20...40% нормами точности для соответствующей точности передачи. На практике в серийном производстве это означает либо необходимость в оборудовании и проведении отделочных операций, либо конструктивное решение с наличием компенсатора.

В условиях проведения ремонта редукторов на ремонтных предприятиях угольной промышленности существуют специфические особенности: во-первых, ремонтные работы относятся к единичному типу производства, и поэтому предприятия располагают лишь универсальным оборудованием; во-вторых, подразумевается повторное использование отдельных деталей (например, корпусных); в-третьих, все детали редуктора, поступившего в ремонт, проходят ревизию и подвергаются обмерам, то есть известны их фактические размеры.

В этом случае при суммировании фактических погрешностей может иметь место смещение центра группирования отклонений размеров замыкающего звена с одновременным выходом поля отклонений указанных

размеров за пределы поля допуска. Одновременно за счет непараллельности осей имеет место неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, которое приводит к снижению несущей способности передачи тем больше, чем больше f_{xr} [1].

В связи с изложенным в качестве технологического компенсатора целесообразно назначить припуск на зубчатые колеса и выполнить пространственную модификацию профиля зубцов, которую можно было бы осуществить на имеющемся универсальном оборудовании. Очевидно, что указанный технологический припуск должен быть не меньше, чем величина суммарной однопрофильной погрешности.

В литературе указанная тема рассмотрена недостаточно полно, и это послужило основанием для более детального рассмотрения вопроса на примере зацепления цилиндрических прямозубых зубчатых колес.

Определим погрешности зубчатых колес, вызванные погрешностями отдельных звеньев передачи и их монтажа в узел, приняв в основу расчета методику, изложенную в [3].

Как показано на рис.1 Таким образом, для полной характеристики цилиндрической зубчатой размерную цепь, определяющую точность зубчатой передачи в направлении оси OX.

Расчетное смещение центра группирования относительного среднего отклонения погрешностей замыкающего звена в направлении оси OX определим по формуле:

$$\Delta_{\Sigma x} = \sum A_i \Delta_{xi} - \alpha_{\Sigma} \delta_{\Sigma} \quad (1)$$

Здесь величина $\alpha_{\Sigma} \delta_{\Sigma}$ - расчетное значение асимметрии распределения погрешностей замыкающего звена, то есть смещение центра группирования относительного среднего отклонения $\Delta_{\Sigma x}$;

δ_{Σ} - расчетная величина половины поля допуска замыкающего звена
 α_{Σ} - коэффициент относительной асимметрии кривой распределения погрешностей замыкающего звена, определяется по формуле:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{0,59 \sum A_i \alpha_i \delta_i}{\sum |A_i| \delta_i} \quad (2)$$

где α_i, δ_i - коэффициент относительной асимметрии кривой распределения погрешностей i -го звена и половина поля допуска i -го звена, зависят от вида технологической операции, приводятся в [3];

A_i - передаточное отношение i -го звена.

Составляющие звенья данной размерной цепи следующие:

Δ_{xk} - отклонение между центрами отверстий;

f_{xk} - непараллельность осей отверстий в корпусе.

Указанные погрешности относятся к линейным скалярным погрешностям, их получают непосредственным измерением (рис.2.).

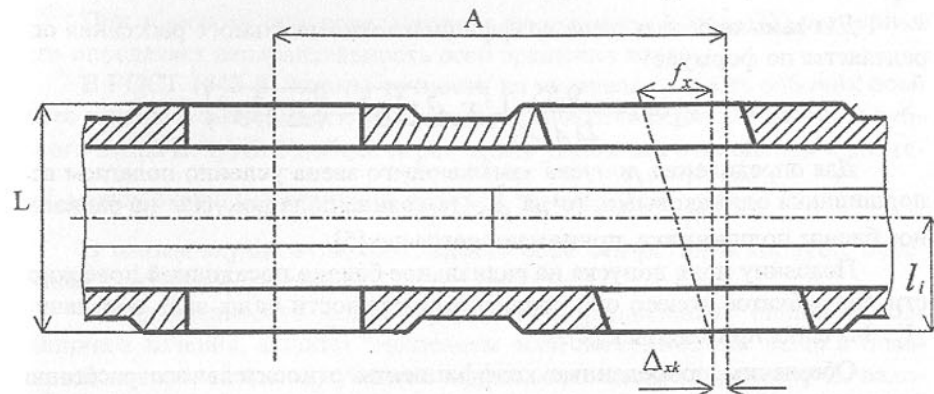


Рис.2 Погрешности отверстий в корпусе

Передаточные отношения $A_{\Delta} = 1$; $A_f = l_i / L$; знаки указанных коэффициентов принимают в зависимости от конкретного замера. Тогда:

$$\sum A_i \Delta_{xi} = \Delta_{xk} + \frac{l_i}{L} f_{xk} \quad (3)$$

Остальные звенья - это смещение дорожек качения и наружных цилиндров внешних колец подшипников качения каждой из 4-х опор, а также смещение осей поверхностей цапф одного из валов и посадочной поверхности под зубчатое колесо. Указанные погрешности относят к векторным, так как они имеют случайный модуль и случайное направление. Определение предельных отклонений размера замыкающего звена в этом случае непосредственно используя данные измерения деталей и применяя метод максимума-минимума дает завышенное значение допуска замыкающего звена. По этой причине имеет смысл пользоваться не фактическими значениями отклонений указанных размеров, а их расчетными значениями.

В этом случае половину допуска замыкающего звена определим по формуле:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{1}{k_{\Sigma}} \sqrt{\sum A_i^2 k_{npi}^2 \delta_i^2} \quad (4)$$

Здесь k_{npi} - приведенный к оси замыкающего звена коэффициент относительного рассеяния, который определяется по формуле:

$$k_{npi}^2 = 0,125 [k_i^2 + 9(1 + \alpha_i)^2] \quad (5)$$

где k_i - коэффициент относительного рассеяния погрешностей i -го звена размерной цепи, зависит от вида технологической операции, приводится в [3]. Если нет точных данных, в [2] рекомендуется принимать $k_{npi}^2 = 0,5 \dots 0,65$.

Для замыкающего звена коэффициент относительного рассеяния определяется по формуле:

$$k_{\Sigma} = 1 + \frac{0,55}{\sum |A_i| \delta_i} \left(\sqrt{\sum A_i^2 k_i^2 \delta_i^2} - \sqrt{\sum A_i^2 \delta_i^2} \right) \quad (6)$$

Для определения допуска замыкающего звена условно полагаем все подшипники одинаковыми, тогда δ_n - половина поля допуска на радиальное биение подшипника, принимаем согласно [5].

Половину поля допуска на радиальное биение посадочной поверхности под зубчатое колесо относительно поверхности цапф вала обозначим δ_e . Значения приведены в [4].

Обозначим приведенные коэффициенты относительного рассеяния погрешностей: $k_{np,n}$ - для подшипников, $k_{np,v}$ - для вала.

С учетом изложенного формула (4) примет вид:

$$\delta'_{\Sigma} = \frac{1}{k_{\Sigma}} \sqrt{(2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2) \left[\frac{l_2^2}{l^2} + \frac{l_1^2}{l^2} \right]} \quad (7)$$

где l_1 и l_2 - расстояние до средней плоскости колеса соответственно от подшипников 1-й и 2-й опоры, l - расстояние между опорами.

Подставив значения (3) и (7) в (1), получим:

$$\Delta'_{\Sigma x} = \Delta_{\Sigma x} + \frac{l_1}{L} f_{\Sigma x} - \frac{\alpha_{\Sigma}}{k_{\Sigma}} \sqrt{(2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2) \left[\frac{l_2^2}{l^2} + \frac{l_1^2}{l^2} \right]} \quad (8)$$

Размерная цепь, определяющая точность зубчатой передачи при перемещении осей колес в направлении координатной оси ОУ такая же, как в предыдущем случае.

Обозначим:

Δ_{yk} - смещение осей отверстий в корпусе в направлении координатной оси ОУ;

f_{yk} - перекося осей отверстий в корпусе.

Тогда расчетное смещение центра группирования относительного среднего отклонения погрешностей замыкающего звена в направлении оси ОУ определим по формуле:

$$\Delta'_{\Sigma y} = \Delta_{yk} + \frac{l_1}{L} f_{yk} - \frac{\alpha_{\Sigma}}{k_{\Sigma}} \sqrt{(2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2) \left[\frac{l_2^2}{l^2} + \frac{l_1^2}{l^2} \right]} \quad (9)$$

Так как любое направление векторной погрешности равновероятно и ее величина в проекции на указанные направления одинаковы, тогда рас-

четное значение отклонения межосевого расстояния будет иметь следующее значение:

$$f_{ar} = \sqrt{(\Delta'_{\Sigma x})^2 + (\Delta'_{\Sigma y})^2} \pm \delta'_{\Sigma} \quad (10)$$

При повороте оси колеса вокруг координатной оси ОУ размерная цепь определяет непараллельность осей вращения колес.

В ГОСТ 1643-81 нормы точности на непараллельность рабочих осей колес заданы в зависимости от степени точности передачи и ширины зубчатого венца B : $\pm f_x/B$. Удобнее пересчитать указанные отклонения к разме-

ру L между внешними стенками корпуса, то есть: $f'_x = \frac{L}{B} f_x$.

В нашем случае непараллельность осей отверстий в корпусе, отнесенная к размеру L , равна f_{xk} .

Непараллельность осей, определяемая радиальным биением подшипников качения, а также смещением осей поверхностей цапф и посадочной поверхности под зубчатое колесо, отнесенные к размеру L , находим по формуле:

$$f'_{\Sigma x} = \frac{1}{k_{\Sigma}} \sqrt{2 \left(\frac{L}{l} \right)^2 (2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2)} \quad (11)$$

Тогда расчетное смещение центра группирования отклонений погрешностей находим по формуле (1):

$$\Delta f'_{\Sigma x} = f_{xk} - \frac{\alpha_{\Sigma}}{k_{\Sigma}} \sqrt{2 \left(\frac{L}{l} \right)^2 (2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2)} \quad (12)$$

Расчетное значение непараллельности рабочих осей, отнесенное к размеру L , имеет вид:

$$f'_{xr} = \Delta f'_{\Sigma x} \pm f'_{\Sigma x} \quad (13)$$

Размерная цепь, определяющая перекося осей вращения, аналогична рассмотренной выше. Следовательно,

$$f'_{\Sigma y} = \frac{1}{k_{\Sigma}} \sqrt{2 \left(\frac{L}{l} \right)^2 (2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2)} \quad (14)$$

$$\text{и} \quad \Delta f'_{\Sigma y} = f_{yk} - \frac{\alpha_{\Sigma}}{k_{\Sigma}} \sqrt{2 \left(\frac{L}{l} \right)^2 (2\delta_n^2 k_{np,n}^2 + \delta_e^2 k_{np,v}^2)} \quad (15)$$

Здесь f_{yk} - перекося осей отверстий в корпусе, отнесенный к размеру L . Тогда расчетное значение перекося рабочих осей, отнесенное к размеру L , имеет вид:

$$f'_{yr} = \Delta f'_{\Sigma y} \pm f'_{\Sigma y} \quad (16)$$

Условная схема расположения профилей зубца колеса с учетом определенных выше погрешностей показана на рис.3., где 1- исходный профиль; 2- профиль с учетом смещения на величину f_{ar} ; 3а, 3б – передний и задний профили зубца с учетом смещения на f_{yr} ; 4а, 4б – передний и задний профили зубца с учетом смещения на величину f_{xr} ; 5 – исходный профиль сопрягаемого зубца.

Для проведения пространственной модификации колес, устраняющей указанные выше погрешности, определим необходимые припуски. При этом следует учитывать, что та часть погрешностей, которая увеличивает межосевое расстояние, компенсируется допуском на смещение исходного контура и влияет только на максимальное значение гарантированного бокового зазора j_{nmin} .

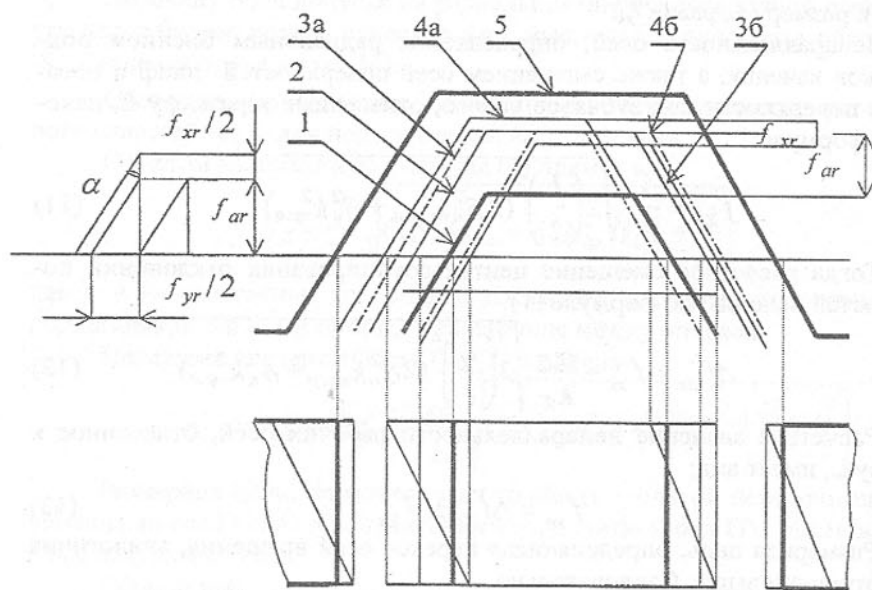


Рис.3. Условная схема расположения профилей зубца

Как следует из рис.3., максимальное значение одностороннего припуска по направлению перпендикулярному к профилю зуба равно:

$$c = f_{ar} \sin \alpha + \frac{f_{yr}}{2 \cos \alpha} + \frac{f_{xr}}{2} \sin \alpha \quad (17)$$

Односторонний припуск сопрягаемого зубца:

$$c' = -f_{ar} \sin \alpha + \frac{f_{yr}}{2 \cos \alpha} + \frac{f_{xr}}{2} \sin \alpha \quad (18)$$

где α - угол профиля исходного контура.

Выводы. При выполнении ремонта редукторов с целью обеспечения

заданной точности цилиндрических прямозубых передач в качестве компенсационного звена для устранения имеющихся погрешностей целесообразно выбрать зубчатые колеса. Припуск для выполнения отделочных операций определен формулами (17) и (18). Для обеспечения сопряжения между зубчатыми колесами следует выполнить синтез трехзвенного зубчатого механизма (приспособления), где одним из звеньев является инструмент (шевер), с помощью которого выполняется пространственная модификация профиля зубцов колес.

Список литературы: 1. Громан М.Б. Концентрация нагрузки по ширине зубчатых колес. Сборник статей "Расчет и конструирование деталей машин".-М.: Машгиз, 1956, с.78-115. 2. Гулида Э.Н. Технология отделочных операций зубообработки цилиндрических колес.- Львов: Издательство при Львовском государственном университете издательского объединения «Вища школа», 1977.- 166с. 3. Дунаев П.Ф. Размерные цепи.- М.: Машгиз, 1963.- 308с. 4. Кирилук Ю.Е. Допуски и посадки. Справочник.- К.: Вища школа. Головное издательство, 1987.- 120 с. 5. Подшипники качения. Справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросталевского.- М.: Машиностроение, 1984.- 280 с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКОВ ГЕНЕРАТОРА ВОЛН

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The solution of a problem plainly - tension of a disk is expressed through a stress function Φ , fitting to a biharmonic equation which was written to polar coordinates. The solution of a biharmonic equation is representable in the shape Mitchells.

Внешние нагрузки рабочих органов машины через трансмиссии концентрируются на механическом приводе, который должен не только их преодолевать, но и обеспечивать надёжность её технических характеристик. Составляя 20...25% массы, механический привод является главной причиной отказов (до 60%) тяжёлых машин. Традиционные многоступенчатые зубчатые редукторы во многом исчерпали свои функциональные возможности. Резервом повышения уровня механического привода служат передовые технические решения, такие как волновые зубчатые передачи, обладающие высокими кинематическими и эксплуатационными показателями. Достигнуты успехи в исследовании геометрии, кинематики и прочности небольших волновых передач, наблюдается прогресс в их производстве.

Волновые зубчатые передачи обладают значительными техническими преимуществами:

- большое передаточное отношение – до 400 в одной ступени;
- многопарность зацепления – до 60% зубьев находятся в зацеплении;
- повышенная кинематическая точность и плавность работы;
- высокая нагрузочная способность обеспечивается многопоточностью передачи крутящего момента;
- низкий уровень шума;
- малые габаритно – весовые характеристики.

Внедрение крупных волновых передач в тяжёлом машиностроении затруднено влиянием масштабного фактора, препятствующего переносу теоретических и экспериментальных наработок на крупные образцы. Не установлена связь силовых и кинематических характеристик взаимодействия несущих элементов высших кинематических пар с упругой деформацией гибкого звена. Это негативно влияет на технические характеристики крупных волновых передач, снижает нагрузочную способность и сдерживает их дальнейшее развитие.

Крупные тяжело – нагруженные волновые зубчатые передачи отличаются конструкцией генератора волн (рис. 1, 2). Здесь используется дисковый генератор волн, состоящий из трёх дисков 1 и 2, установленных на быстроходном валу 6 на подшипниковых опорах, с эксцентриситетом ϵ в противофазе друг к другу, с окружным смещением крайних дисков 2 относительно среднего 1 на 180° . Гибкое колесо 3 закреплено на тихоходном валу 7, жёсткое колесо 4 закреплено на корпусе 5. Быстроходный вал с большими вращающимися массами – дисками, установленными с эксцентриситетом, представляет узел повышенной динамической активности, возбуждающий не только собственные колебания, но и колебания волнового зубчатого редуктора.

Низкая радиальная жёсткость гибкого колеса определяет особые функции генератора волн – компенсировать радиальные нагрузки в деформированном зубчатом зацеплении. Ввиду малых модулей зубьев в волновых передачах, генератор волн должен обладать высокой прочностью и радиальной жёсткостью для предотвращения проскока зубьев при передаче больших крутящих моментов, а контактные поверхности должны иметь достаточно высокую твёрдость.

Требование снижения динамической активности генератора волн, определяет особые условия по точности его изготовления и сборки. При этом применяют подшипники с минимальными радиальными зазорами. Конструкция крупного тяжело – нагруженного волнового редуктора должна предусматривать выборку осевых и минимизацию радиальных зазоров генератора волн, а также его динамическую балансировку. Прочность дисков генератора волн должна обеспечивать компенсацию радиальных нагрузок деформированного зубчатого зацепления, при этом диски должны обладать предельно низкой массой, чтобы минимизировать

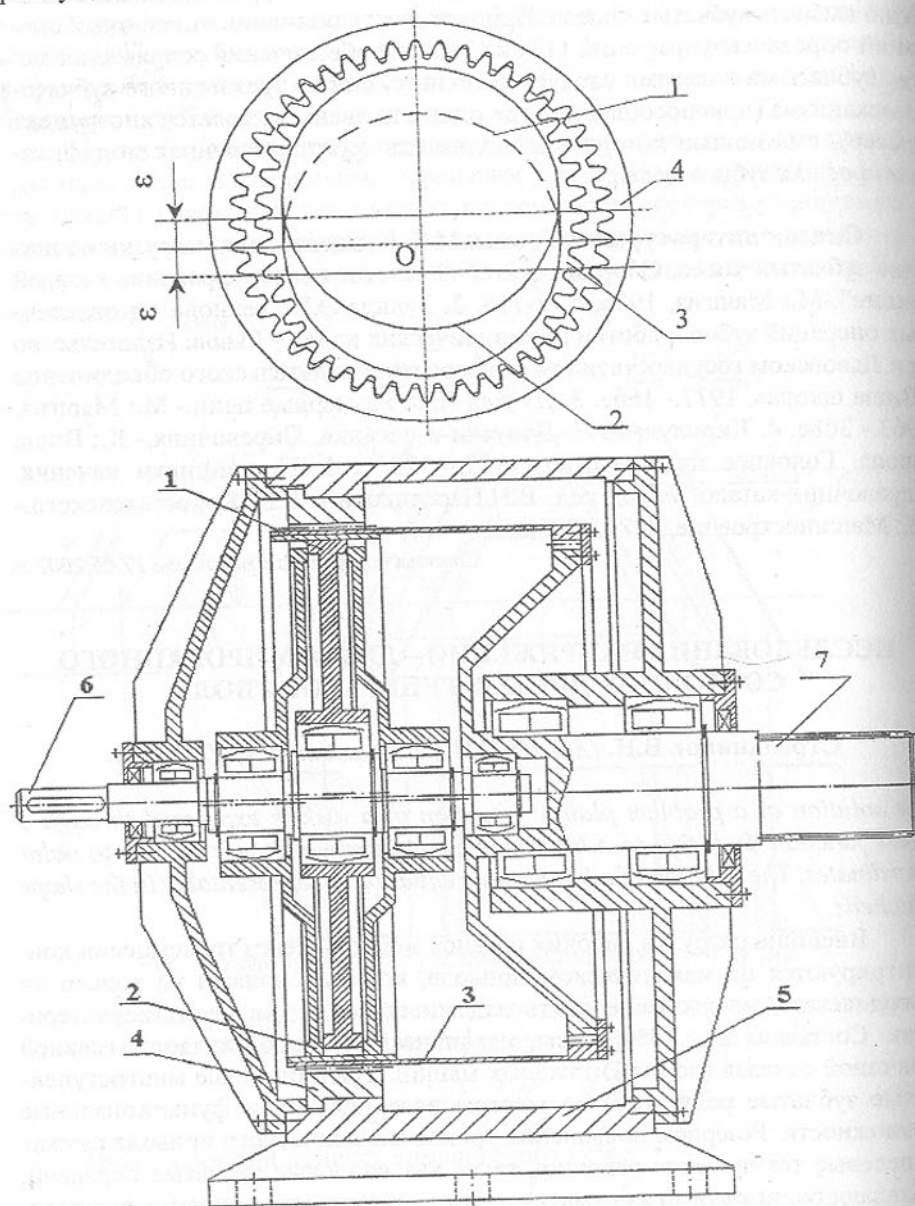


Рис. 1. Волновой зубчатый редуктор: 1, 2 – диски генератора волн установленные в противофазе с эксцентриситетом ϵ ; 3, 4 – гибкое и жёсткое зубчатые колёса; 5 – корпус; 6, 7 – быстроходный и тихоходный валы

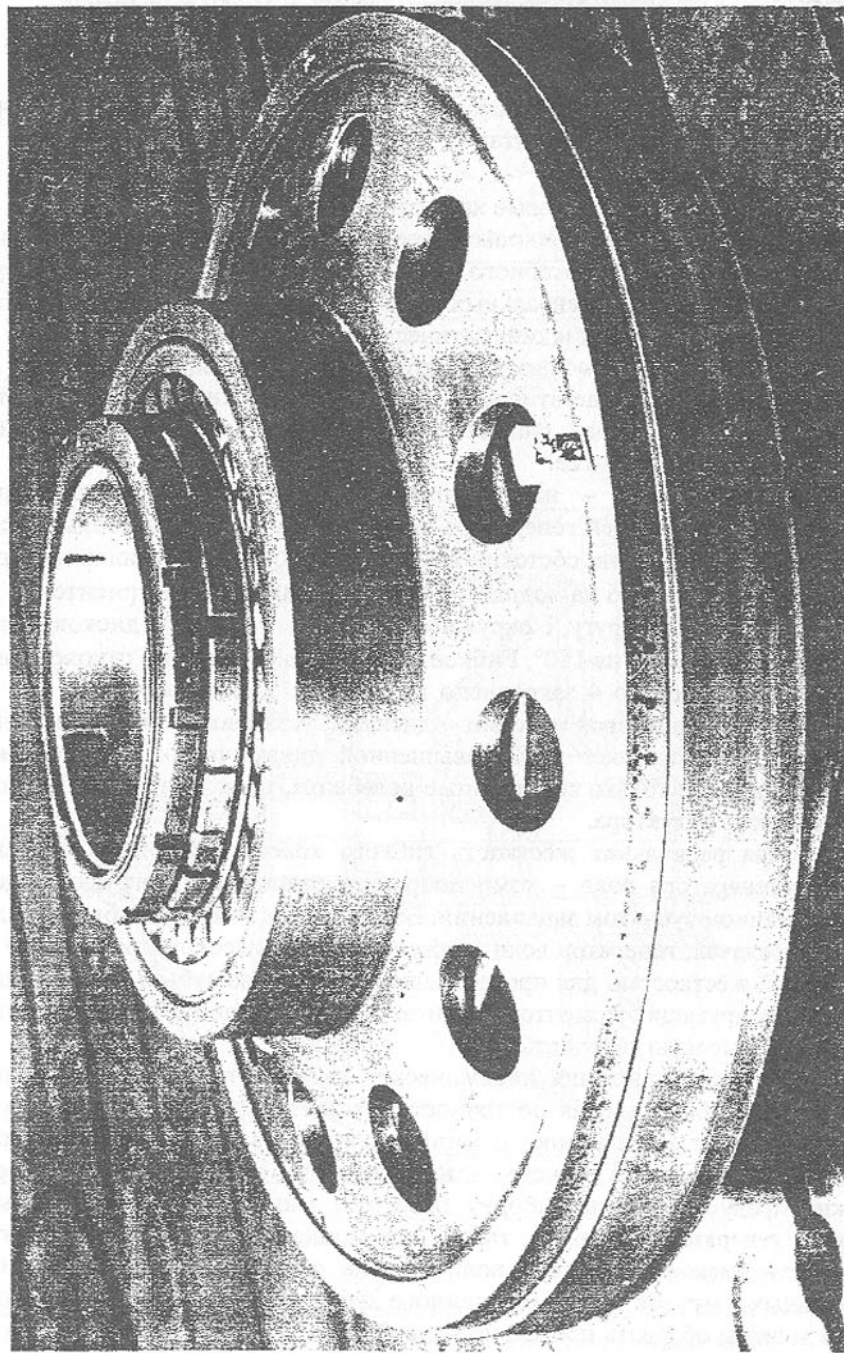


Рис. 2. Дисковый генератор волн волнового зубчатого редуктора ВЗ-1120А привода перепутровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500.

амплитуду собственных колебаний генератора волн (рис. 3). Оптимизация параметров конструкции дискового генератора волн крупных волновых зубчатых редукторов, невозможна без решения задачи напряжённо – деформированном состоянии дисков.

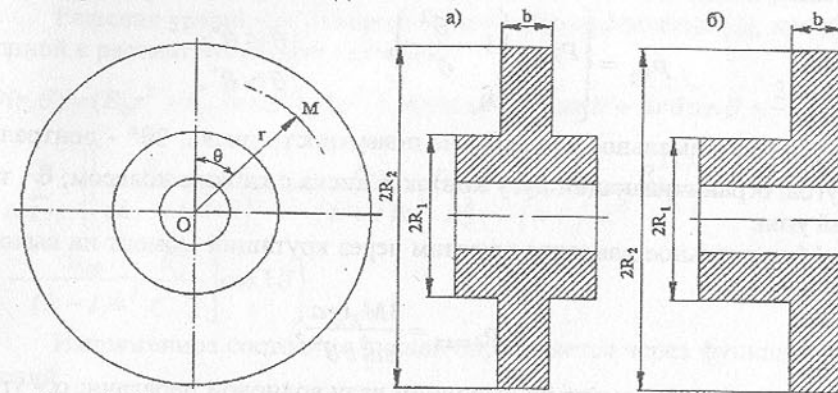


Рис. 3. Схема дисков генератора волн со ступицей: а) – диск центральный; б) – диск крайний

Напряжённо – деформированное состояние дисков выражено через функцию напряжений в форме бигармонического уравнения в полярных координатах, решение которого получено в тригонометрических рядах.

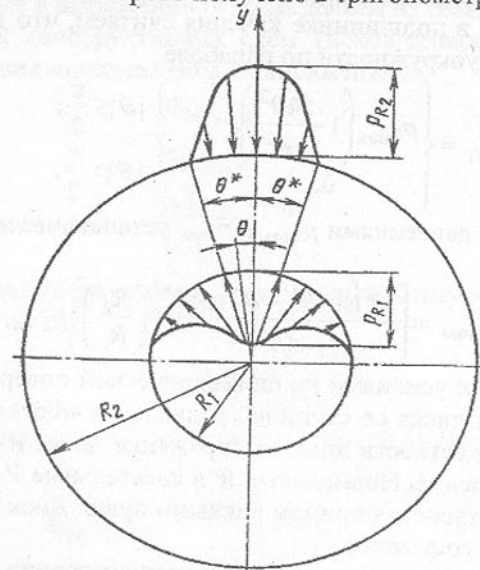


Рис.4. Схема распределения нормальной нагрузки, приложенной к диску

Диск нагружен по внешнему и внутреннему контурам. Интенсивность радиальной нагрузки диска на контурах известны (рис. 4). Участок на-

груженной цилиндрической поверхности диска нагружен радиальными усилиями, эквивалентными радиальной составляющей усилий в зацеплении. Аппроксимируем эту нагрузку параболической зависимостью, предположительно отнесем её к единице поверхности [1]

$$p_{R_2} = \begin{cases} p_{2\max} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}}\right), & |\theta| \leq \theta^*; \\ 0, & |\theta| > \theta^*, \end{cases} \quad (1)$$

где $p_{2\max}$ - максимальное давление на поверхности диска; $2\theta^*$ - центральный угол, ограничивающий дугу контакта диска с гибким колесом; θ - текущий угол.

Максимальное давление выразим через крутящий момент на выходном валу

$$p_{2\max} = \frac{3M_2 \operatorname{tg} \alpha}{8a_1^2 b \theta^*},$$

где M_2 - крутящий момент на выходном валу волновой передачи; α - угол зацепления; a_1 - радиус дуги зацепления; b - толщина диска.

При расчёте диска пренебрегаем касательными усилиями. Нагрузка на цилиндрической поверхности отверстия зависит от способа установки диска на вал: без ступицы и со ступицей. В первом случае диск посажен на наружное кольцо подшипника. В соответствии с закономерностью распределения усилий в подшипнике качения считаем, что давление распределено на дуге полуокружности по параболе

$$p_{R_1} = \begin{cases} p_{1\max} \left(1 - \frac{4\theta^2}{\pi^2}\right), & |\theta| \leq \frac{\pi}{2}; \\ 0, & |\theta| > \frac{\pi}{2}. \end{cases} \quad (2)$$

Связь между давлениями $p_{1\max}$ и $p_{2\max}$ устанавливаем из условия равновесия диска

$$p_{1\max} = \left[\frac{\pi^2 (\sin \theta^* - \theta^* \cos \theta^*)}{4\theta^{*2}} \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right] p_{2\max}.$$

Касательными усилиями на цилиндрической поверхности отверстия пренебрегаем. Для диска со ступицей радиальная жёсткость ступицы значительно больше жёсткости диска. Сопряжение диска и ступицы рассматриваем как заземление. Нормальные W и касательные V перемещения точек поверхности отверстия примем равными нулю. Диск находится в плоско-напряжённом состоянии.

Решение задачи плоско-напряжённого состояния диска выражается через функцию напряжений Φ , удовлетворяющую бигармоническому уравнению. Бигармоническое уравнение в полярных координатах представляется в общем виде

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right)^2 \Phi(r, \theta) = 0, \quad (3)$$

где r и θ полярные координаты произвольной точки «М» диска (рис. 3).

Решение уравнения (3) представим в форме Мичелла [2], преобразованной к рассматриваемому случаю

$$\begin{aligned} \Phi(r, \theta) = & (B_0 r^2 + C_0 \ln r) + \left(A_1 r^2 + B_1 r \ln r + \frac{C_1}{r} \right) \cos \theta + Br \theta \sin \theta + \frac{2p_{2\max}}{\pi \theta^{*2}} \times \\ & \times \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ \left[\frac{b_{1k}}{(k-1)k^2} \frac{r^k}{R_2^{k-2}} - \frac{b_{2k}}{(k+1)k^2} \frac{r^{k+2}}{R_2^k} + \frac{b_{3k}}{(k+1)k^2} \frac{R_1^{k+2}}{r^k} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{b_{4k}}{(k-1)k^2} \frac{R_1^k}{r^{k-2}} \right] \cos k\theta \right\}. \end{aligned} \quad (4)$$

Напряжённое состояние дисков определяется через функцию напряжений

$$\left\{ \sigma_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2}; \quad \tau_{r\theta} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \theta} \right\}, \quad (5)$$

где σ_r и σ_θ - нормальные напряжения в радиальном и окружном направлениях; $\tau_{r\theta}$ - касательные напряжения.

Постоянные в выражении (4) определяем из граничных условий. Для наиболее общих конструктивных схем дисков генератора волн (рис. 3), граничные условия записываются в напряжениях

$$(\sigma_{r\theta})_{r=R_1} = 0; \quad (6)$$

$$(\tau_{r\theta})_{r=R_1} = 0; \quad (7)$$

$$(v)_{r=R_2} = 0; \quad (8)$$

$$(w)_{r=R_2} = 0, \quad (9)$$

Интенсивность нагрузки q_{r2} на внешнем контуре диска находим по формуле

$$q_{r2} = \frac{3M_2 \operatorname{tg} \alpha}{8a_1^2 \cdot \theta^*} \quad (10)$$

Интенсивность q_{r1} на внутреннем контуре диска находим из условия равновесия

$$q_{r1} = \frac{3\pi^2 \operatorname{tg} \alpha (\sin \theta^* - \theta^* \cos \theta^*)}{32a_1^2 (\theta^*)^3} \cdot \left(\frac{R_2}{R_1} \right). \quad (11)$$

Формула (11) получена в предположении, что давление на контуре диска распределено по дуге полуокружности. Надо решать смешанную краевую задачу: на внешнем контуре задана нагрузка, на внутреннем кон-

туре — перемещение.

Решение бигармонического уравнения (3) получено в рядах. Ряды сходятся абсолютно. Суммирование рядов может быть выполнено с необходимой степенью точности. Ниже приведены формулы для установления компонент тензора напряжений в диске

$$\frac{\sigma_r}{P_{R2}} = -\frac{2\theta^* \left[(1+\nu) + (1-\nu) \left(\frac{R_1}{r} \right)^2 \right]}{3\pi \left[(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2 \right]} - \frac{(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{\pi\theta^{*2}} \left[(1+\nu) \frac{(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} \times \right. \\ \times \frac{r}{R_2} + (3+\nu) \cdot \frac{R_2}{r} - \beta^2 \frac{(1+\nu)^2 - (1-\nu)(3-\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} \cdot \left(\frac{R_2}{r} \right)^3 \left. \right] \cos\theta - \frac{2}{\pi\theta^{*2}} \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ b_{1k} \times \right. \\ \times \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k-2} - \frac{k-2}{k} \cdot b_{2k} \left(\frac{r}{R_2} \right)^k + b_{3k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k+2} - \frac{k+2}{k} \cdot b_{4k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^k \left. \right\} \frac{\cos k\theta}{k}; \quad (12)$$

$$\frac{\sigma_\theta}{P_{R2}} = -\frac{2\theta^* \left[(1+\nu) - (1-\nu) \left(\frac{R_1}{r} \right)^2 \right]}{3\pi \left[(1+\nu) + (1-\nu)\beta^2 \right]} - \frac{(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{\pi\theta^{*2}} \times \left[\frac{(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} (1+\nu) \times \right. \\ \times \frac{3r}{R_2} - (1-\nu) \cdot \frac{R_2}{r} + \beta^2 \frac{(1+\nu)^2 - (1-\nu)(3-\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} \cdot \left(\frac{R_2}{r} \right)^3 \left. \right] \cos\theta + \frac{2}{\pi\theta^{*2}} \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ b_{1k} \times \right. \\ \times \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k-2} - \frac{k-2}{k} b_{2k} \left(\frac{r}{R_2} \right)^k + b_{3k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k+2} - \frac{k-2}{k} b_{4k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^k \left. \right\} \frac{\cos k\theta}{k}; \quad (13)$$

$$\frac{\tau_{r\theta}}{P_{R2}} = -\frac{(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*)}{\pi\theta^{*2}} \cdot \left[\frac{(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} \cdot (1+\nu) \frac{r}{R_2} - (1-\nu) \cdot \frac{R_2}{r} - \right. \\ - \beta^2 \frac{(1-\nu)^2 - (1-\nu)(3-\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} \cdot \left(\frac{R_2}{r} \right)^3 \cdot \sin\theta - \frac{2}{\pi\theta^{*2}} \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ b_{1k} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k-2} - \right. \\ - b_{2k} \left(\frac{r}{R_2} \right)^k - b_{3k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k+2} + b_{4k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^k \left. \right\} \cdot \frac{\sin k\theta}{k} \left. \right\}. \quad (14)$$

Коэффициенты b_{1k} , b_{2k} , b_{3k} , b_{4k} вычисляются по формулам

$$b_{1k} = \frac{1}{\Delta_r^*} \cdot \left(\frac{\sin k\theta^*}{k} - \theta^* \cos k\theta^* \right) \left\{ (1+\nu^*) - (k-1) \cdot \beta^{2k} - \left[(1+\nu^*) \cdot \left(1 - \frac{\nu^*}{k} \right) - \left(1 + \frac{\nu^*}{k} \right) \cdot (k+1) \right] \beta^{2k+2} \right\}; \quad (15)$$

$$b_{2k} = \frac{1}{\Delta_r^*} \cdot \left(\frac{\sin k\theta^*}{k} - \theta^* \cos k\theta^* \right) \left\{ (1+\nu^*) - k\beta^{2k-2} + (k+1) \cdot \beta^{2k} \right\}; \quad (16)$$

$$b_{3k} = -\frac{1}{\Delta_r^*} \left(\frac{\sin k\theta^*}{k} - \theta^* \cos k\theta^* \right) \beta^{k-2} - \left\{ (k+1) - \beta^2 \left[\left(1 - \frac{\nu^*}{k} \right) (k-1) + (1+\nu^*) \left(1 + \frac{\nu^*}{k} \right) \right] + (1+\nu^*) \beta^{2k} \right\}; \quad (17)$$

$$b_{4k} = \frac{1}{\Delta_r^*} \cdot \left(\frac{\sin k\theta^*}{k} - \theta^* \cos k\theta^* \right) \beta^{k-2} \cdot \left\{ (k-1)\beta^2 - k - (1+\nu^*) \beta^{2k-2} \right\}; \quad (18)$$

В формулах (15 - 18) приняты обозначения

$$\Delta_r^* = (1+\nu^*) \left(1 + \beta^{4k} \right) + k^2 \beta^{2k-2} - 2(k^2-1)\beta^{2k} + \left[(1+\nu^*)^2 + (k^2-1) \right] \cdot \beta^{2k-2};$$

$$\nu^* = 2 \left(\frac{1-\nu}{1+\nu} \right).$$

Для расчета деформированного состояния диска, введем безразмерные деформации V^* и W^* , пропорциональные смещениям V и W

$$V^* = \frac{E}{P_{R2}} \cdot \frac{V}{R_2}; \quad (19)$$

$$W^* = \frac{E}{P_{R2}} \cdot \frac{W}{R_2}. \quad (20)$$

Формулы (19) и (20) позволяют выполнить перерасчет деформаций для геометрически подобных дисков при различных внешних нагрузках. Расчет деформаций V^* и W^* выполняется по формулам:

$$V^* = -\frac{(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*) \cdot (1+\nu)}{2\pi\theta^{*2}} \cdot \left[\frac{(1-\nu) + (1+\nu)\beta^2}{(1+\nu) + (3-\nu)\beta^4} \cdot \left(\frac{r^2}{R_2^2} - \beta^2 \right) (5+\nu) - \right. \\ - 2(3-\nu) \ln \left(\frac{r}{R_1} \right) - \left(1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right) \cdot \frac{(1+\nu)^2 - (1-\nu)(3-\nu)\beta^2}{(1+\nu)^2 + (3-\nu)\beta^4} \left. \right] \sin\theta + \frac{2(1+\nu)}{\pi\theta^{*2}} \times \\ \times \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ \left[\frac{k}{k-1} b_{1k} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k-1} - \frac{k+2}{k+1} b_{2k} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k+1} - \beta \frac{k}{k+1} b_{3k} \cdot \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k+1} - \right. \right. \\ - \beta \frac{k-2}{k-1} b_{4k} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k-1} \left. \right] \cdot \frac{\sin k\theta}{k^2} \left. \right\} - \frac{4(1-\nu)}{\pi\theta^{*2}} \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ \left[\frac{b_{2k}}{k+1} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k+1} - \right. \right. \\ - \beta \frac{b_{4k}}{k-1} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k-1} \left. \right] \cdot \frac{\sin k\theta}{k^2} \left. \right\}; \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
W^* = & -\frac{2\theta^*(1-\nu^2)}{3\pi[(1+\nu)+(1-\nu)\beta^2]} \cdot \left(\frac{r}{R_2} - \beta \frac{R_1}{r} \right) - \frac{(\sin\theta^* - \theta^* \cos\theta^*) \cdot (1+\nu)}{2\pi\theta^{*2}} \times \\
& \times \left[\frac{(1-\nu)^2 - (1-\nu)(3-\nu)\beta^2}{(1+\nu)+(3-\nu)\beta^4} \cdot (1-\nu) \left(\frac{r^2}{R_2^2} - \beta^2 \right) + 2 \cdot (3-\nu) \ln \left(\frac{r}{R_1} \right) - \left(1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right) \times \right. \\
& \times \left. \frac{(1+\nu)^2 - (1-\nu)(3-\nu)\beta^2}{(1+\nu)+(3-\nu)\beta^4} \right] \cos\theta - \frac{2(1+\nu)}{\pi\theta^{*2}} \cdot \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ \left[\frac{b_{1k}}{k-1} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k-1} - \right. \right. \\
& - \left. \frac{b_{2k}}{k+1} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k+1} - \beta \frac{b_{3k}}{k+1} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k+1} + \beta \frac{b_{4k}}{k-1} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k-1} \right] \cdot \frac{\cos k\theta}{k} \left. \right\} - \frac{4(1-\nu)}{\pi\theta^{*2}} \times \\
& \times \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left\{ \left[\frac{b_{2k}}{k+1} \left(\frac{r}{R_2} \right)^{k+1} - \beta \frac{b_{4k}}{k-1} \left(\frac{R_1}{r} \right)^{k-1} \right] \cdot \frac{\cos k\theta}{k^2} \right\}. \quad (22)
\end{aligned}$$

За исходные данные для численного расчета приняты параметры волнового редуктора механизма перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 объемом 160 м³ массой загружаемой руды 220 т (рис.5). Для расчета взяты следующие числовые данные: $R_1 = 300$; $R_2 = 522$; $b = 60$; $a = 549,4$ мм; $\alpha = 20^\circ$; $M_k = 50$ тм; $\theta^* = 0,5585$ рад; $\nu = 0,3$.

Максимальное давление найдено по формулам (11), (10), что составило $P_{R2} = 6,6$ МПа.

Напряженное состояние по формулам получено в безразмерной формуле в виде отношений

$$\left(\frac{\sigma_r}{P_{R2}} \right), \quad \left(\frac{\sigma_\theta}{P_{R2}} \right), \quad \left(\frac{\tau_{r\theta}}{P_{R2}} \right).$$

Результаты расчетов напряженно-деформированного состояния дисков представлены графически в безразмерной форме (рис. 6 - 8).

В дисковом генераторе волн диски изготавливаются из легированной термоупрочнённой стали и устанавливаются на эксцентриковый вал на подшипниках обладающих высокой нагрузочной способностью. В волновом зубчатом редукторе ВЗ-1120А привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 диски генератора волн изготовлены из стали 34ХНЗМА с объёмной термообработкой.

Экспериментальные исследования волновых зубчатых редукторов ВЗ-1120А выполнялись на стенде с разомкнутым силовым контуром и рекуперацией энергии (рис. 9).

Ряды для вычисления напряжённого состояния дисков для наиболее общих случаев и граничных условий (6 - 9) - сходятся абсолютно. Быстрота сходимости рядов в граничных точках имеет порядок $O\left(\frac{1}{k}\right)$. Во внут-

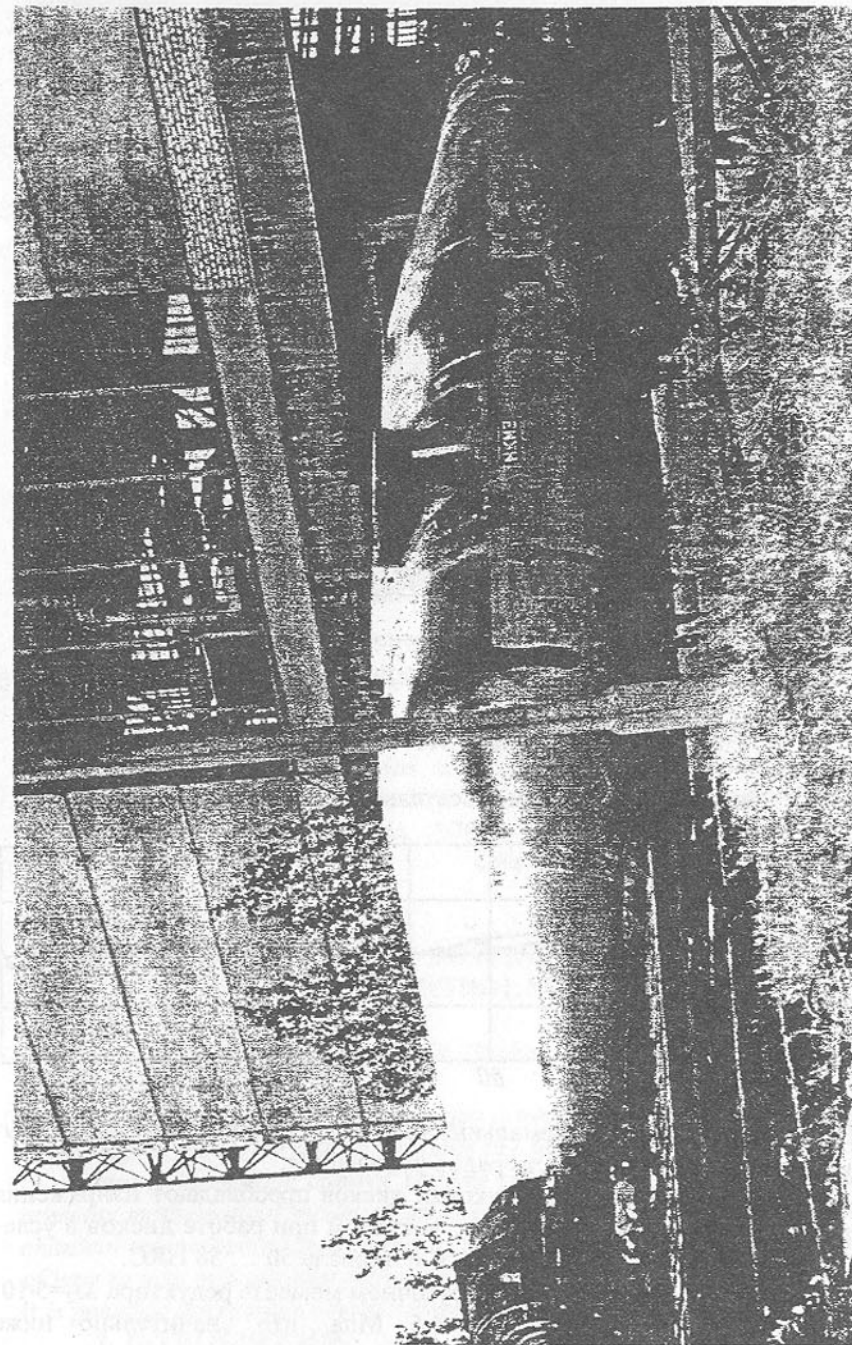


Рис. 5. Миксер передвижной МГР-600АС с волновым зубчатым редуктором в приводе наклона

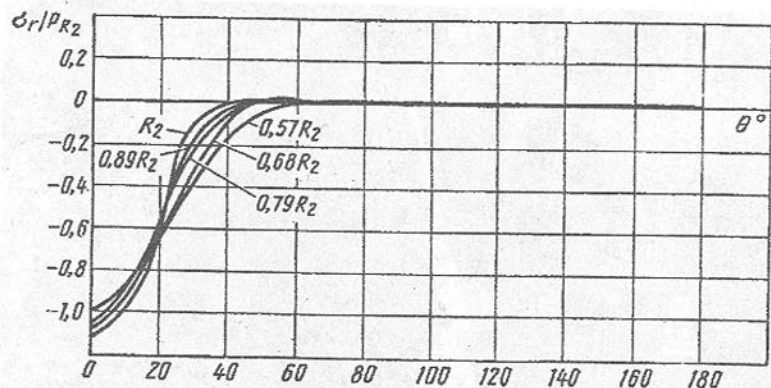


Рис. 6. Распределение нормальных радиальных напряжений в диске

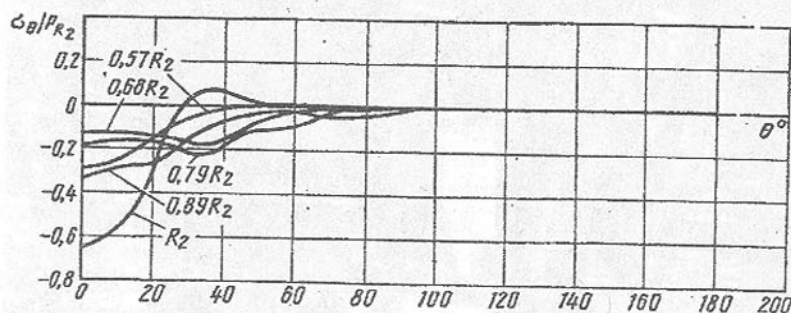


Рис. 7. Распределение касательных напряжений в диске

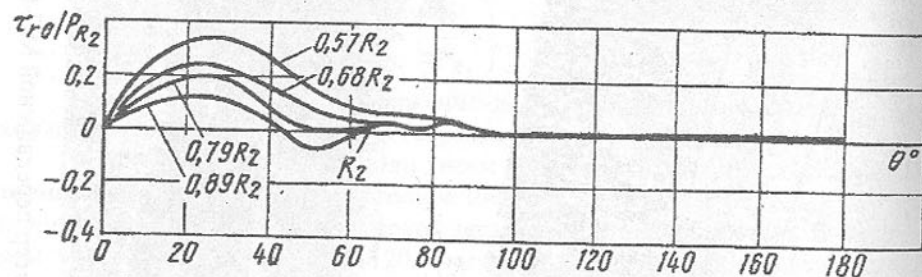


Рис. 8. Распределение нормальных окружных напряжений в диске во внутренних точках диска сходимость рядов улучшается.

В рассматриваемых конструкциях дисков преобладают напряжения сжатия, что является благоприятным фактором при работе дисков в условиях переменных нагрузок и твердости материала 50 ... 58 HRC.

При толщине диска 30 мм, нагрузочном моменте редуктора $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, напряжения не превышают 4,5 Мпа, что значительно ниже допускаемых напряжений. Без ущерба для прочности, толщина стенки

диска может быть уменьшена на 50%, что на (25 ... 30)% снижает его металлоёмкость.

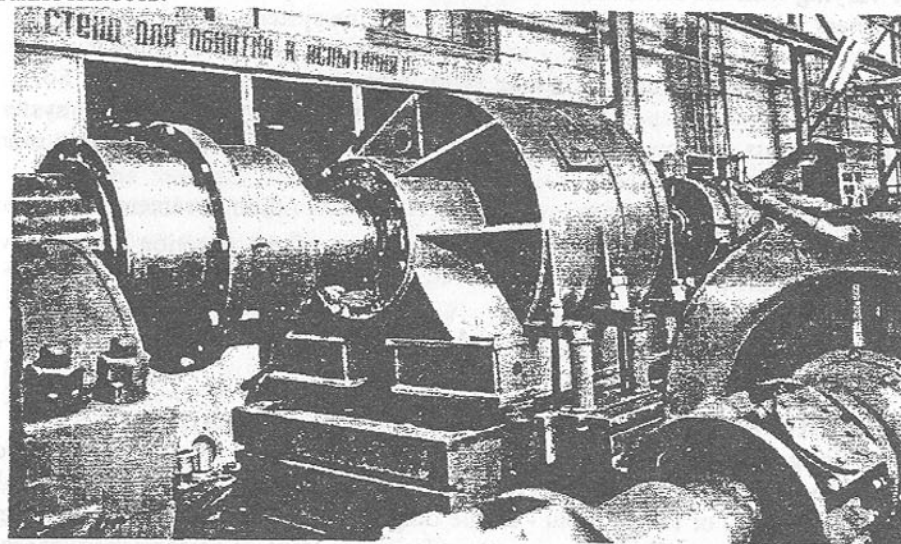


Рис. 9. Стенд для экспериментальных исследований редукторов ВЗ-1120А перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500

Список литературы: 1. Стрельников В.Н. Определение усилий, действующих на гибкое колесо со стороны генератора волн // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып. 109. - С. 154 - 158. 2. Демидов С.П. Теория упругости. - М.: Высшая школа, 1979. - 432 с.

Статья поступила в редакцию 27.05.2002 г.

THEORETICAL ASPECTS OF DESIGNING AUTOMOTIVE ENGINES LIKE CONTROL SYSTEMS

Bică S. M. (MTA, Bucharest, Romania)

The main goal of this paper is to present a methodology of improving the design of an engine. First, the author presents the sensitivities of control systems used in designing insensitive control systems to changes of parameters. Second he presents mathematical model of an engine disposed on a automotive with mechanical transmission (considered as a control system), and, finally, some idea of how to take into account these sensitivity in designing an engine, as much as it is possible insensible to the parametric variations.

1. INTRODUCTION

Mathematical models of control systems contain coefficients and parameters

whose value are not exactly known and at the same time they are time-varying or varying with the environmental conditions. The dependence between the parameters values variations and the variations of the systems performance characteristics must be known in order to design automatic control systems insensible to the parameters values variations (with high parametric reliability). So, the systems sensitivity must be known. An engine is a very complex control system whose outputs are function of more variable parameters (in our example more than 20 variable parameters).

The sensitivity of a function y with respect of one of their parameters x_i is defined [4] as the ratio between relative variation of the function and relative variation of the parameter:

$$S_x^y = \frac{\Delta y / y}{\Delta x / x} = \frac{x_0}{y_0} \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{x_0}{y_0} \frac{dy}{dx} \quad (1)$$

2. USING THE SYSTEMS SENSITIVITY IN SYSTEMS DESIGN

The design of automatic control systems is made in the assumption that they must have a desired system performance characteristic. A multi input - multi output (MIMO) or single input - single output (SISO) automatic control system is characterized usually by its output performance (system performance) characteristics denoted $y = (y_1, y_2, \dots, y_p)$. Generally, the system performance characteristics are function of internal and input parameters (denoted $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$): $y = f(x)$.

In order to obtain a reliable system, but with minimum cost, first we must obtain its mathematical model and after we will proceed as follows:

- the sensitivity of the j element of system performance characteristics with respect to i element of the parameters vector is calculated using the relation (1);

- the relative variations of the j element of system performance characteristics, if we assume that only one internal or input parameter is variable (i), all another parameter having the nominal constant values, are calculated using the relation (2):

$$\left. \frac{\Delta y_j}{y_{j0}} \right|_i = S_{x_i}^{y_j} \frac{\Delta x_i}{x_{i0}} \quad (2)$$

- the total absolute relative variation of the j element of system performance characteristics, assuming that all internal and input parameters are variables, are calculated using the relation (3):

$$\left| \frac{\Delta y_j}{y_{j0}} \right|_{\max} = \sum_{i=1}^n \left| S_{x_i}^{y_j} \frac{\Delta x_i}{x_i} \right| \quad (3)$$

- the weight of an internal or input parameter in the total absolute relative variation of the j element of system performance characteristic is calculated using

the relation (4):

$$\pi_{ji} = \left| S_{x_i}^{y_j} \frac{\Delta x_i}{x_i} \right| / \left| \frac{\Delta y_j}{y_{j0}} \right|_{\max} \quad (4)$$

- we will realize a decreasing string with the weights values given by (4); the elements of the system that have the greatest weight must be chosen with the smallest admissible tolerances in order to obtain a good quality for the system;

- the feedback elements should be carefully selected from components that have small variations with the environmental conditions;

- where possible [1] the system structure must have a pair of identical elements with the effects in mathematical model, one in nominator and another in denominator of the transfer function of direct path or feedback path of the system. From physical point of view these elements must be together, inside the same box in order to have the same environmental conditions.

3. MATHEMATICAL MODEL OF AUTOMATIVE WITH DIESEL ENGINE AND MECHANICAL TRANSMISSION

This case the system has the following components [2]:

- a turbo supercharged Diesel engine (MP);
- a speeder (RT);
- the fuel system (AAC);
- a turbocharger (TC);
- an inlet housing (CA);
- an outlet (CE).

The mathematical model [2] of the system is given in (5).

$$\begin{cases} T_m \frac{d\varphi(t)}{dt} + k_m \varphi(t) = \lambda(t) + \theta_1 \rho(t) - \theta_2 \sigma(t) & MP \\ T_r^2 \frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} + T_f \frac{d\eta(t)}{dt} + g_n \eta(t) = \varphi(t) - \theta_3 \tau(t) & RT \\ k_c \lambda(t) = -k \eta(t) + \theta_4 \varphi(t) & AAC \\ T_a \frac{d\rho(t)}{dt} + k_a \rho(t) = \varphi_c(t) - \theta_5 \varphi(t) & CA \\ T_i \frac{d\varphi_c(t)}{dt} + k_i \varphi_c(t) = \delta(t) + \theta_6 \lambda(t) - \theta_7 \rho(t) & TC \\ T_e \frac{d\delta(t)}{dt} + k_e \delta(t) = \varphi(t) + \theta_8 \rho(t) + \theta_9 \lambda(t) & CE \end{cases} \quad (5)$$

The significance of the relative variables in (5) is:

T_i - time constants;

k_i - autoequilibrium coefficients of the elements

g_n - unsteadiness rate of speeder

k - speeder lever arms ratio

$\varphi(t)$ – relative engine rotation
 $\eta(t)$ – speeder inlet stroke
 $\lambda(t)$ – ciclical fuel flow
 $\rho(t)$ – supercharged air presure
 $\varphi_c(t)$ – turbocharger rotor rotation
 $\delta(t)$ – burned gases presure inside exhaust housing

Theirs mathematical definitions are given in (6);

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi(t) &= \frac{\Delta\omega(t)}{\omega_0} = \frac{\Delta n(t)}{n_0} \\ \eta(t) &= \frac{\Delta z(t)}{z_0} \\ \lambda(t) &= \frac{\Delta c_c(t)}{c_{c0}} \\ \rho(t) &= \frac{\Delta p_s(t)}{p_{s0}} \\ \varphi_c(t) &= \frac{\Delta\omega_c(t)}{\omega_{c0}} = \frac{\Delta n_c(t)}{n_{c0}} \\ \delta(t) &= \frac{\Delta p_t(t)}{p_{t0}} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

In (6) the significance of the absolute variables is:

n – the engine rotation
 z – speeder inlet stroke
 c_c – ciclical fuel flow
 p_s – supercharged air presure
 n_c – turbocharger rotor rotation
 p_t – burned gases presure inside exhaust housing

The inputs (external disturbancers) vector of the system is $u = [\tau(t), \sigma(t)]$ where $\tau(t)$ is the driver action and $\sigma(t)$ is the influence of the ground.

The outputs vector of the system is $y = [\varphi(t), \eta(t), \rho(t), \varphi_c(t), \delta(t)]$.

The parameters vector of the system is

$$x = (T_m, k_m, \theta_1, \theta_2, T_f, g_n, \theta_3, k_c, k, \theta_4, T_a, k_a, \theta_5, T_i, k_i, \theta_6, \theta_7, T_e, k_e, \theta_8, \theta_9).$$

4. DESIGNING AN AUTOMOTIVE WITH DIESEL ENGINE AND MECHANICAL TRANSMISSION INSENSIBLE TO PARAMETRIC VARIATIONS

To obtain the relations between the outputs of the system and their inputs and parameters is very difficult. To can follow analitically the alghoritm presented in chapter 2 is very difficult too. Then we will use numerical methods for obtaining the sensitivities of the output of the system with respect to variable parameters. We are interested in obtaining φ with the smaest possible variations when the

parameters x modify their values (we must study 22 sensitivities). To do this we will procede as follows:

- solving the system (5) for nominal values of the parameters;
- solving the system (5) for nominal values of the parameters exepting parameter x_i whose value varies with Δx_i comparing with first step;
- computind $\Delta\varphi_i$ as the difference of the system output obtained at step 1 and 2;
- the sensitivity of the system output is calculated using the relation:

$$S_{x_i}^{\varphi} = \frac{x_i}{\varphi} \frac{\Delta\varphi}{\Delta x_i} \bigg|_{x_0} \quad (7)$$

We will repet these actions for every parameter. From now the alghoritm presented in chapter 2 can be followed. The same we will preceed to reduce the influence of the $\sigma(t)$ (the influence of the ground) on $\varphi(t)$.

5. CONCLUSIONS

From the chapter 2 and 4 it is seen that it is possible to design an automotive insensitive to the parametric variations, but with minimum cost, by following the algorithm presented in chapter 4.

Only the elements of the system that have the greatest weight must be chosen with the smallest admissible tolerances (and of corse with highest prices) in order to obtain the smallest variation of the output of the system (that means o good quality for it).

This will have as effect the increase of the time taken from designing, but at the same time the decrease of the cost for a given quality of the system.

References: 1. Bică, M. – Parametric reliability of automatic control systems, Ph.D. thesis, Bucharest, 1999, Military Technical Academy 2. Copae, I. – Control System Theory with bapplication in to military automotives. Systems performance characteristics, Bucharest, 1999, Military Technical Academy 3. El-Hawary, M.E. – Control System Engineering, 1984 by Reston Publishing Company, Inc., A Prentice-Hall Company 4. Shooman, M. – Probabilistic Reliability. An Engineering Approach, Mc Graw-Hill, Inc., 1968.

Статья поступила в редакцию 12.05.2002 г.

FIRST CATEGORY STRUCTURAL NUMBERS AS AN ALGEBRAIC REPRESENTATION OF MODELS OF MECHANICAL SYSTEMS REPRESENTED BY POLAR GRAPHS

Buchacz A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

In the paper an essence of the process of modeling of discrete mechanical system into a graph, polar graph and determine graph has been shown. The basic relations between polar graphs and first category structural numbers have been

given and the dynamic characteristics are formulated using symbols employed on the ring of first category structural numbers.

1. Polar graph method of modelling discrete mechanical systems

Graph X (comp. eg. [2]) is a couple

$$X = ({}_1X, {}_2X), \quad (1)$$

where:

(i) ${}_1X = \{x_0, x_1, x_2, \dots, x_n\}$ is a finite set of vertices, (ii) ${}_2X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$ is a family of cartesian product elements ${}_1X \times {}_1X$, called edges; any edge ${}_2x_k = (x_i, x_j)$ ($i, j = 0, 1, \dots, n$) may occur more than once in the family; p -graph is a graph whose cartesian product element occurs more than p -times.

In this paper a phenomenological model of a multi-body mechanical system is considered, created from n -inertial elements and m -elastic elements. The elements are treated as two-terminal networks. To describe the assumed discrete model, two basic physical variables ${}_1S$ and ${}_2S$ are assumed, together with parameters set Z (where: ${}_1S$ is a set of polar-generalized variables of displacements or torque angles, ${}_2S$ is a set of generalized forces or torque moments, Z is a set of the polar equations coefficients of the elements of a given vibrating system, also called dynamic rigidities).

A model of a discrete mechanical system may be represented by a **dynamic structure**

$$S = \{{}_1S, {}_2S, {}_3S\}, \quad (2)$$

where:

$${}_1S: [{}_1s_0, {}_1s_1, {}_1s_2, \dots, {}_1s_{n-1}, {}_1s_n, {}_1s_{n+1}, \dots, {}_1s_{n+m}], \quad (3)$$

$${}_2S: [{}_2s_1, {}_2s_2, \dots, {}_2s_{n-1}, {}_2s_n, {}_2s_{n+1}, \dots, {}_2s_{n+m}], \quad (4)$$

$${}_3S: [{}_3s_1, {}_3s_2, \dots, {}_3s_{n-1}, {}_3s_n, {}_3s_{n+1}, \dots, {}_3s_{n+m}]. \quad (5)$$

Graph X_F as a model of structure S of the discrete mechanical system is obtained in following form

$$X_F = [{}_1X, {}_2X, F] = [X, F], \quad (6)$$

where: $F = \{f\}$, ($i = 1, 2$) is one-to-one transformation defined as

$$F: \{{}_1S, {}_2S, {}_3S\} \rightarrow \{{}_1X, {}_2X\}, \quad (7)$$

so that

$$[(f: {}_1S \rightarrow {}_1X)], \quad (8)$$

in the way

$$[{}_1f({}_1s_i) = {}_1x_i \wedge {}_2f: {}_2S \cup {}_3S \rightarrow {}_2X, \quad (9)$$

where: ${}_1s_i \in {}_1S$, ${}_1x_i \in {}_1X$, $i = 0, 1, \dots, n$) in the form

$${}_2f({}_2s_k) = {}_2x_k \wedge {}_3f({}_3s_k) = {}_2x_k \quad (10)$$

where: ${}_2s_k \in {}_2S$, ${}_2x_k \in {}_2X$, $k = 1, \dots, n+m$, ${}_3s_k = \{{}_1s_i, {}_2s_k, {}_1s_j\} \in {}_3S$ for element k of the system ${}_2x_k = \{x_i, x_j\} \in {}_2X$ for edge k ,

that means

$${}_1x_i, {}_1x_j \in {}_1X, i, j = 0, 1, \dots, n, i \neq j. \quad (11)$$

A **polar graph** of the discussed phenomenological model of a vibrating mechanical system with distributed parameters is the set

$$X_{00} = \left[X, F' \right], \quad (12)$$

where: $F' = {}_1f' \cup {}_2f'$, ${}_2f' = \{f'\}$ ($i = 1, 2$) is the set of assignments in the following form:

- values of the generalized coordinates to vertices ${}_1x_i$ ($i = 0, 1, \dots, n$) as

$${}_1f'({}_1x_i) = [{}_1s_i] ({}_1s_0 = 0), \quad (13)$$

- couples of the generalized coordinates and inertial forces to edges ${}_2x_j$ ($j = 1, \dots, n$) as

$${}_2f'({}_2x_j) = [{}_1s_j - {}_1s_0, {}_2s_j] = [{}_1s_j - 0, {}_2s_j] = [{}_1s_j, {}_2s_j], \quad (14)$$

- couples of the relative values of the generalized coordinates and generalized forces in the elastic elements of the model to edges ${}_2x_k$ ($k = n+1, \dots, n+m$) as

$${}_2f'({}_2x_k) = [{}_1s_j - {}_1s_i, {}_2s_k] \quad (15)$$

where: $i, j = 0, 1, \dots, n, i \neq j$.

For further analysis of graphs as models of discrete vibrating mechanical systems and the discussion of the application of polar graphs other transformations are effected.

Determined graph is a couple of sets

$$X_F = \left[X, F' \right], \quad (16)$$

after following assignments made in graph X_F

$$F'' = {}_2f'' = \{f''\}, (i = 1, 2) \quad (17)$$

that means

- coefficients of the polar equations, i.e: the elements expressed in set ${}_3S$ to edges ${}_2x_j$ ($j = 1, \dots, n+m$) as

$${}_2f''({}_2x_j) = {}_3s_j, \quad (18)$$

- natural numbers to edges ${}_2x_j$ ($j = 1, \dots, n+m$) as

$${}_2f''({}_2x_j) = j. \quad (19)$$

2. Algebraic representation of the model of discussed class of mechanical systems by first category structural numbers

First category structural number $A = {}^1A$ of polar graph X_{00} is determined as a product (product of structural numbers) (comp. [1]) of n -one-row prime factors, created from designating the edges incidental to any of the $(n-1)$ vertices of polar graph X_{00} .

The determinant function of structural number $A - \det_U A$ or $A - \det_Z A$ is described by:

$$\det_Z A = \sum_{j=1}^m \prod_{i=1}^n z_{a_{ij}} \quad (20)$$

$$\det_U A = \sum_{j=1}^m \prod_{i=1}^n u_{a_{ij}} \quad (21)$$

where: $z_{a_{ij}} \in Z$ - set of the polar equation coefficients of the elements of a multi-body vibrating system, also called dynamic rigidities [3], $u_{a_{ij}} \in U$ - set of immobilities called inverse mobilities or mechanical impendences (comp. eg. [4-11] of the elements of the mechanical system with converged parameters.

By means of functions (20) and (21) the mobility of a multi-body system

$$V_{a_r} = \frac{\det^k A_{a_r}}{\det^k A} \quad (22)$$

or its inversion - immobility - are designated as

$$U_{a_r} = \frac{1}{V_{a_r}} = \frac{\det^k A}{\det^k A_{a_r}} \quad (23)$$

Also it is possible to designate the dynamic flexibility of the vibrating system with converged parameters

$$Y_{a_r} = \frac{\det A_{a_r}}{\det A} \quad (24)$$

and its dynamic rigidity

$$Z_{a_r} = \frac{1}{Y_{a_r}} = \frac{\det A}{\det A_{a_r}} \quad (25)$$

where: $V_{a_r}, U_{a_r}, Y_{a_r}, Z_{a_r}$ - mobility, immobility, dynamic flexibility and dynamic rigidity designated along the chain a_r , $\det_U A_{a_r}, \det_Z A_{a_r}$ - determinant functions of the algebraic derivative of structural number A along the chain a_r , $\det_U A, \det_Z A$ - determinant functions of structural number A , designated on the sets of inverse mobilities U and dynamic rigidities respectively - which are the polar equation coefficients Z .

The above formulas, in view of the determinant functions designated on the ring of first category structural numbers, may be applied to determine the dynamic characteristics of the discussed class of mechanical systems. A practical method of determining the first category structural numbers and the determinant function designated on their ring is discussed has been shown in [1,5-11].

The goal of describing vibrating mechanical systems with converged or continuously distributed parameters was:

- determination of their models in the form of different category weighed

graphs and define the terms and expressions needed for direct synthesis, in view of the functions designated on the ring of first category structural numbers;

- computer-aided verification of the results of the synthesis by means of different category and complete structural numbers.

References: 1. Bellert S., Woźniacki H. The analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers [in Polish]. WNT, Warszawa 1968. 2. Berge C. Graphs and hypergraphs. American Elsevier Publishing Co., Inc., New York/ North Holland Publishing Co., Amsterdam-London 1973. 3. Bishop R.E.D., Johnson D. G. The mechanics of vibration. Cambridge Univ. Press. 1960. 4. Buchacz A. The synthesis of vibrating bar-systems represented by graphs and structural numbers [in Polish]. ZN Politechniki Śląskiej, Mechanika, z.104, Gliwice 1991. 5. Buchacz A. Modelling, synthesis and analysis of bar systems characterized by a cascade structure represented by graphs. Mech. Mach. Theory, 30, 7, 969-986, Pergamon, 1995. 6. Buchacz A. Computer aided reverse task of vibrating bar-systems of method of distribution of the dynamical characteristic into partial fraction. 10th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Proceed., Vol.4, University of Oulu, Finland (1999), p. 1483-1488. 7. Buchacz A. Computer aided synthesis and analysis of bar systems characterized by a branched structure represented by graphs. Journ. Technic. of Physics, 40, 3, (1999), p. 315-328. 8. Buchacz A. Algebraic representation of modelling of mechanical systems by structural numbers. Donetsk State Technical University, Int. Journ. of Proceedings - Machine-Buildings and Systems, Vol.18, Donetsk (2001), p.106-110. 9. Buchacz A., Machura A., Pasek M. Hypergraphs in investigation of trajectory of manipulator robot with links as bars of thin walls. Automation in Construction, 7, 363-383, Elsevier, New York, Amsterdam, Tokyo 1998. 10. Buchacz A., Wojnarowski J. Modelling vibrating links systems of nonlinear changeable section of robots by the use of hypergraphs and structural numbers. J. Franklin Institute, 332B, 4, 443-476, Pergamon, 1995. 11. Wojnarowski J. Application of graphs in analysis of vibration of mechanical systems [in Polish]. PWN, Warszawa-Wrocław, 1981.

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

ACTIVE MATERIAL SYSTEMS MODELLING BY MEANS OF POLAR GRAPHS METHOD

Buchacz A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)
Żurek K. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

Abstract: Modelling of active material systems by means of graph method has

been shown in the thesis. The model shown enables the analysis and synthesis of linear active systems by means of graphs and structural numbers. The aim of such expression modelling is formulating and formalisation of unique converse task.

1. Introduction

There are sought such methods of description and interpretation of dynamic phenomena and designing methods resulting from the description, which would provide easy method of their interpretation in categories of given field of engineering, as well as would enable their programming. The designed model should first of all reflect the main dynamic features of the system and enable examination of phenomena in question.

Unclassical method of polar graphs and connection of these graphs with algebra of structural numbers [1,3,4,5,6,8,14] thanks to modelling formalism enables algorithmization of calculations during determination of the system dynamic characteristic. Also this method enables to make the analysis without limitations referring to kind and quantity of elements of the complex material system using electronic calculation technique [13].

Thanks to introduction of active systems to vibration isolation modelling it is possible to shape the optimum dynamic characteristics and increase of requirements connected with load of vibration activity of machines and appliances [2,9,10,11,12]. Designing of these systems enables control of dynamic processes referring to vibrations stabilisation, reduction of dynamic loads, rationalisation and correction of exploitation features, as well as decrease of vibration hazard [7, 9,].

2. Model and system of the research

One takes into consideration discrete vibrating material systems with dynamic and kinematic damping and input function. The model in question (fig. 1) consists of the following elements:

- n inertial elements
- l kinematic excitations
- m elastic-damping elements
- w dynamic passive excitations
- g dynamic active excitations

The above elements are numbered according to the below standard:

- from 1 to n inertial elements
- from $(n+1)$ to $(n+l)$ kinematic excitations
- from $((n+l)+1)$ to $((n+l)+m)$ elastic-damping elements
- from $((n+l)+m)+1$ to $((n+l)+m)+w$ dynamic passive excitations
- from $((n+l)+m)+w)+1$ to $((n+l)+m)+w)+g$ dynamic active excitations

The discrete model in question is described by two basic ranges of values $1S$ and $2S$ and range of parameters Z (where: $1S$ - range of polar values - generalised line or angle coordinates, $2S$ - range of flow values - generalised forces, Z - range of polar equations coefficients of vibrating material system elements also

called dynamic tautnesses).

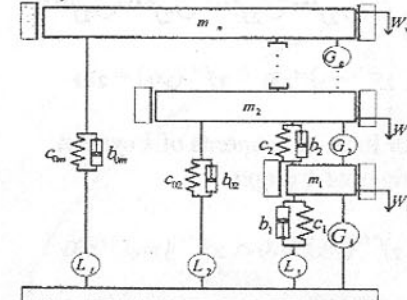


Fig. 1. Model of the system in question

Polar relation is determined $3S \subseteq 2S \times 1S$ as follows:

$$\{s_i, s_k, s_j\} \Leftrightarrow \exists z_k \{s_j - s_i\} z_k = s_k \wedge s_i, s_j \in 1S \wedge s_k, s_2 \in 2S \wedge z_k \in Z,$$

where: $i, j=0, 1, \dots, n, i \neq j$.

$k=1, \dots, n, (n+1), \dots, (n+l), ((n+l)+1), \dots, ((n+l)+m), (((n+l)+m)+1), \dots, ((n+l)+(2m-1)), ((n+l)+(2m-1)+1), \dots, ((n+l)+(2m-1)+w), (((n+l)+(2m-1)+w)+1), \dots, (((n+l)+(2m-1)+w)+g),$
 $\{s_j - s_i\} z_k = s_k$ - polar equation of k element in the system.

The polar relation is also determined as:

$$3S_k = \{s_i, s_k, s_j\} \in 3S$$

The model in question is treated as dynamic structure S , where the individual symbols mean:

$$1S: [1s_0, 1s_1, 1s_2, \dots, 1s_{n-1}, 1s_n],$$

$$2S: [2s_1, \dots, 2s_n, 2s_{n+1}, \dots, 2s_{n+l}, 2s_{(n+l)+1}, \dots, 2s_{(n+l)+m}, 2s_{((n+l)+m)+1}, \dots, 2s_{((n+l)+(2m-1))}, \dots, 2s_{((n+l)+(2m-1)+1)}, \dots, 2s_{((n+l)+(2m-1)+w)}, \dots, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)}, \dots, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)}],$$

$$3S: [3s_1, \dots, 3s_n, 3s_{n+1}, \dots, 3s_{n+l}, 3s_{(n+l)+1}, \dots, 3s_{(n+l)+m}, 3s_{((n+l)+m)+1}, \dots, 3s_{((n+l)+(2m-1))}, \dots, 3s_{((n+l)+(2m-1)+1)}, \dots, 3s_{((n+l)+(2m-1)+w)}, \dots, 3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)}, \dots, 3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)}],$$

Three ranges in the following form are called the X_F graph of S structure of discrete material system:

$$X_F = [1X, 2X, F] = [X, F],$$

where: $F = \{f_i\}$, ($i=1, 2$) function, determined as follows:

$$F: \{1S, 2S, 3S\} \rightarrow \{1X, 2X\}$$

such that:

$$1f: 1S \rightarrow 1X \wedge 2f: 2S \cup 3S \rightarrow 2X,$$

in the following way:

$$1f(1s_i) = 1x_i$$

where: $1s_i, 1S, 1x_i, 1X, i=(0, 1, \dots, n)$,

and

$$2f = 2f' \cup 2f'' \cup 2f''' \cup 2f'''' \cup 2f'''''$$

where:

$$2f'(2s_k) = 2x_k \wedge 2f''(3s_k) = 2x_k$$

$2s_k \in S, 2x_k \in 2X, k = 1, \dots, n,$

$3s_k = \{1s_i, 2s_k, 1s_0\} \in 3S$ for inertial elements of k system

$2x_k = \{1x_i, 1x_0\} \in 2X$ for edges of k graph

$1x_i, 1x_0 \in 1X, (i = 2, \dots, n)$

$$2f'''(2s_k) = 2x_k \wedge 2f''''(3s_k) = 2x_k$$

where:

$2s_k \in S, 2x_k \in 2X, k = (n+1), \dots, (n+l),$

$3s_k = \{1s_i, 2s_k, 1s_0\} \in 3S$ for kinematic excitations of k system

$2x_k = \{1x_i, 1x_0\} \in 2X$ for edges of k graph

$1x_i, 1x_0 \in 1X, (i = 1, 2, \dots, n-1)$

$$2f''''(2s_k) = 2x_k \wedge 2f'''''(3s_k) = 2x_k$$

where:

$2s_k \in S, 2x_k \in 2X, k = ((n+l)+1), \dots, ((n+l)+m), (((n+l)+m)+1), \dots, ((n+l)+(2m-1)),$

$3s_k = \{1s_i, 2s_k, 1s_{i-1}; 1s_i, 2s_k, 1s_0\} \in 3S$ for elastic-damping elements of k system

$2x_k = \{1x_i, 1x_{i-1}; 1x_i, 1x_0\} \in 2X$ for edges of k graph

$1x_i, 1x_{i-1}, 1x_0 \in 1X, (i = 1, 2, \dots, n)$

$$2f'''''(2s_k) = 2x_k \wedge 2f''''''(3s_k) = 2x_k$$

where:

$2s_k \in S, 2x_k \in 2X, k = ((n+l)+(2m-1)+1), \dots, ((n+l)+(2m-1)+w),$

$3s_k = \{1s_i, 2s_k, 1s_0\} \in 3S$ for passive dynamic excitations of k system

$2x_k = \{1x_i, 1x_0\} \in 2X$ for edges of k graph

$1x_i, 1x_0 \in 1X, (i = 1, 2, \dots, n)$

$$2f''''''(2s_k) = 2x_k \wedge 2f'''''''(3s_k) = 2x_k$$

where:

$2s_k \in S, 2x_k \in 2X, k = (((n+l)+(2m-1)+w)+1), \dots, (((n+l)+(2m-1)+w)+g),$

$3s_k = \{1s_i, 2s_k, 1s_{i-2}\} \in 3S$ for active dynamic excitations of k system

$2x_k = \{1x_i, 1x_{i-2}\} \in 2X$ for edges of k graph

$1x_i, 1x_{i-2} \in 1X, (i = 1, 2, \dots, n)$

The following graph is received by mutual transformations:

$$X_F = [1X, 2X, F] = [X, F]$$

where: $F = \{f\}, i = 1, 2.$

This graph is shown in fig. 2

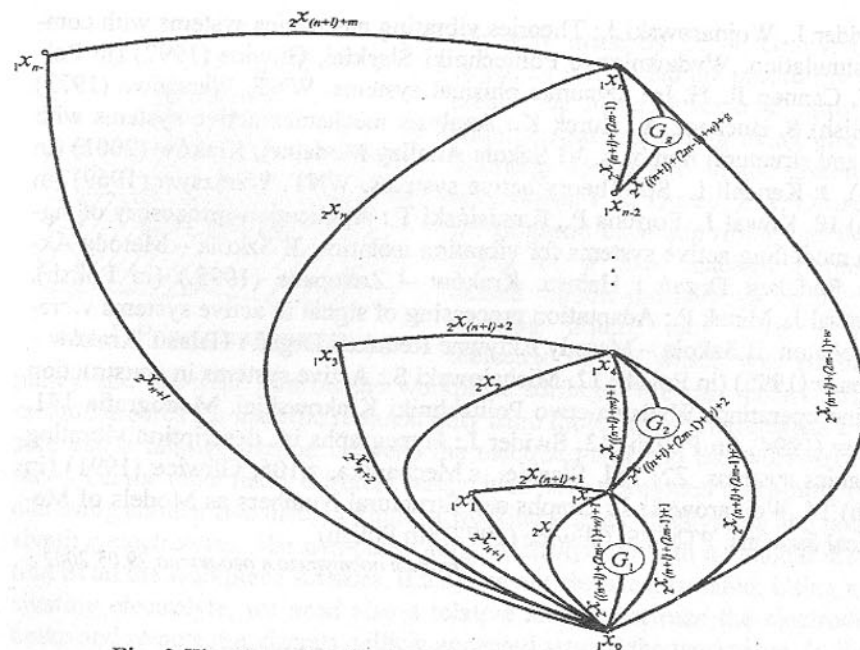


Fig. 2 The X_F graph of S dynamic structure of discrete system

3. Final remarks

The aim of such modelling is studying and improvement of the description and methods of designing so as the mathematical formalism fully explained the essence of the problem which means determination of the systems characteristic. The model shown enables as well the unique solution of the converse task i.e. synthesis. One can observe the development of practical usage of active systems, especially in reduction of vibrations and sounds. They are used in many industrial branches, e.g. in automobile, aviation, building industry as well as in medicine.

References: 1. Bellert S., Woźniacki H.: Analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers, PWN, Warszawa (1968) (in Polish), 2. Białko M.: Active Filters RC. WNT, Warszawa (1979) (in Polish), 3. Buchacz A.: The Synthesis of vibrating Bar-Systems Represented by Graph and Structural Numbers. ZN Pol. Śląskiej, s. Mechanika, z.104, (1991) (in Polish) 4. Buchacz A.: Computer Aided synthesis and analysis sub-assembly machine modelling by graph and structural numbers. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Mechanika z.127, (1997) (in Polish), 5. Buchacz A., Dąbek A.: Formalism modelling as stage designing sub-assembly machine required dynamic features. XXXV Sympozjon – Modelowanie w Mechanice, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Technicznej, z.2, (1996) (in Polish) 6. Buchacz

A., Świder J., Wojnarowski J.: Theories vibrating mechanics systems with computer simulation. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (1997) (in Polish), 7. Cannon R. H., Jr.: Dynamic physical systems. WNT, Warszawa (1973) (in Polish) 8. Buchacz A., Żurek K.: Analysis mechanics active systems with graph and structural numbers. VI Szkoła Analizy Modalnej, Kraków (2001) (in Polish), 9. Kendall L. Su: Theory active systems. WNT, Warszawa (1969) (in Polish) 10. Kowal J., Fortuna P., Kamiński T.: Application processory of signal do modelling active systems for vibration isolation. II Szkoła – Metody Aktywne Redukcji Drgan i Hałasu. Kraków – Zakopane (1995,) (in Polish), 11. Kowal J., Micek P.: Adaptation processing of signal in active systems vibration isolation. II Szkoła – Metody Aktywne Redukcji Drgan i Hałasu. Kraków – Zakopane (1995) (in Polish) 12. Michałowski S.: Active systems in construction machine operating. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Monografia 171, Kraków (1994) (in Polish) 13. Świder J.: Hypegraphs in description vibrating mechanics systems. ZN Pol. Śląskiej, s.Mechanika, z.106, Gliwice (1991) (in Polish) 14. Wojnarowski J.: Graphs and Structural Numbers as Models of Mechanical Systems. PTMTS, Gliwice (1977) (in Polish)

Статья поступила в редакцию 29.05.2002 г.

SOME CONSIDERATIONS CONCERNING THE HYBRID ELECTROCHEMICAL DISCHARGE MACHINING

Coteață M., Slătineanu L., Iuraș E., Nagîț Gh.
(Gh. Asachi" Technical University of Iași, Romania)

The hybrid electrochemical discharge machining is one of the machining methods which use the effects of two different non conventional technologies; it is based on the simultaneous development of electrical discharge machining and electrochemical machining. The paper presents some considerations resulted from some attempts to machine by hybrid electrochemical discharge method using a machine tool destined to electrical discharge machining with massive electrode.

1. Introduction

The hybrid electrochemical discharge machining is based on material workpiece material removal processes both by electrochemical dissolution and by electrical discharge machining, these methods taking place in the same time, but in different micro spaces. The material removing is owed to polarized effect of electrical sparks by pulses (successively initiated between the electrode tool and the workpiece) and also to anodic dissolution of the workpiece material, caused by a phenomenon of electrical charges and mass changing between the electrolyte, the anode and the cathode (fig. 1).

The first researches about a variant of hybrid electrochemical discharge machin-

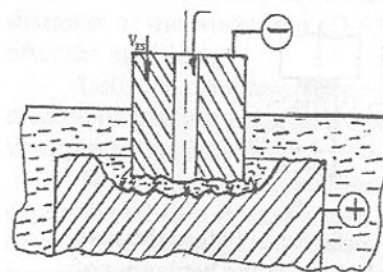


Fig. 1. Principle of machining

ing were made by V. N. Gusev; in his paper, he mentioned the possibility to increase the material removal ratio by a simultaneous machining using electrical discharge sparks and anodic dissolution. Afterwards V.N. Gusev, E.A. Drozd and I.I. Bogorod have contributed to the defining of a new machining method, named anodic-mechanical cutting. As working liquid, they used a semi-dielectric liquid, which was forming a pulley and adherent film on the workpiece surfaces. We can remark that the method assures the material removal only from those zones where exists a pressure and a relative motion between the electrode-tool and the workpiece surfaces. On the other hand, different researchers have developed machining methods using another two distinct kinds of working liquids: passivating and nonpassivating electrolytes. The non-passivating electrolytes permit an anodic dissolution of all the workpiece surfaces, if they are not electrical isolated. Using a passivating electrolyte, we need also a relative motion between the electrodes to brake and remote the viscous pellicle appeared around the workpiece. In Romania, M. Singer realized (1954) a doctoral thesis about anodic-mechanical cutting. This paper presents the results of some preliminary attempts to machine steel workpieces by hybrid electrochemical discharge method using equipment for electrical discharge machining with massive electrode tool.

1. Experimental results

These experimental researches were realized in the Laboratory of the Nonconventional Technologies belonging to the "Gh. Asachi" Technical University of Iași - Romania. We used a non-passivating electrolyte (an aqueous solution of sodium chloride)

The researches were executed on cylindrical workpieces realized from welding electrodes (0.05 % C, 18.5% Cr, 2.5 %Mo, 11 % Ni). We selected this type of material (stainless steel) following to remove the material only in the presence of the electrical current circulation. Five experiments were realized, modifying the machining time, but keeping the same values for the working parameters (the pulse duration was $T_f=10 \mu s$, pulse-off duration $T_p=6 \mu s$, the concentration of the electrolyte was 10%). For each workpiece, we used a different copper electrode-tool having a circular section. We determined the masses of the workpieces and the electrode-tools before and after machining, having the intention to establish the workpiece mass modifying.

The experimental study emphasized that the material removal was made by two different processes. On the frontal surface of the workpieces directed to the electrode-tool, the material was removed by hybrid electrochemical discharge ma-

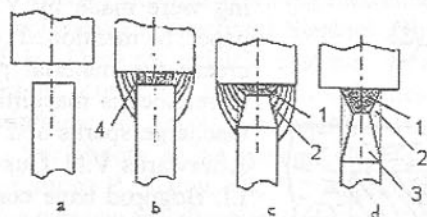


Fig. 2. Evolution in time of the machined surfaces: a) before the machining; b) the forming of the electrical field lines at the beginning of the machining; c) after a machining of 6 minutes; d) after a machining of 16 minutes

chining process. From the lateral surface of the workpiece, only an electrochemical dissolution phenomenon was observed; in this way, the lateral surface became a conical surface.

In figure 2 we can notice the dimensional modifications at the working zone level. The electrical field lines are more numerous between the closed surfaces of the two electrodes (fig. 2, b) and more rarely while the distance between surfaces is bigger. In figure 2, c and d, a delimitation of action zones of the two machining processes (hybrid electrochemical discharge machining and respectively electrochemical erosion) is presented. We use the symbols: 1- the zone of the intense removal process; 2- for the zone affected by the hybrid machining process, 3- for the zone where electrochemical erosion is produced; 4- the intensive electric field.

Some grooves along of the conical surfaces generatrixis appeared, this fact being probably generated by the metallographic structure and by the internal stress state of the workpiece material.

The values of the workpiece masses and dimensions and also the machining durations for each workpiece are included in the table 1.

Table 1

No.	T_m [min]	H_1 [mm]	H [mm]	V_1 [mm ³]	V_2 [mm ³]	M_p [g]	D_2
1	1	0.3	4.4	2.19093	1.05922	0.0402	3.0
2	6	1.7	17.2	10.1466	27.0940	0.2617	2.4
3	11	4.52	24.02	23.4299	56.692	0.5892	2.0
4	16	7.78	26.43	33.6105	73.9202	0.8724	1.5
5	21	10.9	29.1	45.3779	98.3793	1.1038	1.4

In table 1, T_m - is machining time; H - workpiece length affected by machining, H_1 - length of the workpiece zone affected by the hybrid machining, V_1 - volume of the material removed by the hybrid machining (EDCM) and the V_2 -

volume of the material removed by the electrochemical machining, D_1 - initial diameter of the workpiece ($D_1=3.1$ mm), D_2 - the workpiece diameter obtained after the machining.

Using a computer program to process the experimental data with the method of smallest squares, we obtained some empirical relations expressing the workpiece length modifying in time.

The mathematical relation which corresponds in the best conditions to the experimental data (Gauss's sum being $S=2.28 \cdot 10^{-3}$; the Gauss's sum is an indicator about the concordance between the established empirical relation with the experimental data) is:

$$h = 0.23 + 1.26 \cdot 10^{-2} \cdot t + 4.54 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1.03 \cdot 10^{-3} \cdot t^3 \quad (1)$$

where t is the machining time and h is the difference between the initial length L_i and the final length L_f .

$$h = L_i - L_f \quad (2)$$

More simple relation

is:

$$h = -0.96 + 0.54 \cdot t \quad (3)$$

For this relation, the

Gauss's sum is $S = 0.44$.

The diagram from figure 3 presents the evolution in time of the workpiece length

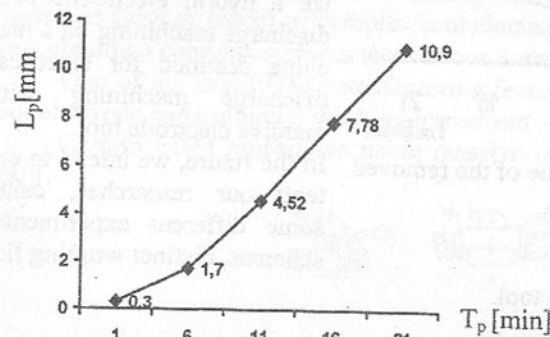


Fig. 3. The time evolution of the workpiece length

as consequence of the hybrid electrochemical discharge machining.

We suppose that we can delimit the action zones affected by the two different kinds of machining processes, this being generated, probably, by the fact that the electrode-tool diameter is bigger than the workpiece diameter. Thus, in

figure 4 can be observed a scheme corresponding to this consideration.

We suppose that the electric field lines played an important part in material removing process; thus, the density of the lines between the closed surfaces increased the volume of the removed material.

Focusing the attention on the evolution of the removed material volume, we calculated apart the V_1 volume of the material removed by the hybrid machining (EDCM) and the V_2 volume of the material removed by the electrochemical machining.

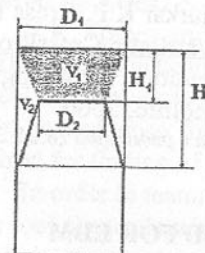


Fig. 4. Zones affected by different processes

$$V_1 = \frac{\pi}{12} H_1 (D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2) \quad (4)$$

$$V_2 = \frac{\pi H}{12} (2D_1^2 D_1 D_2 D_2^2) \quad (5)$$

In figure 5 there was represented an evolution of those two different kinds of processes, the diagram giving us an image about the material removal ratio.

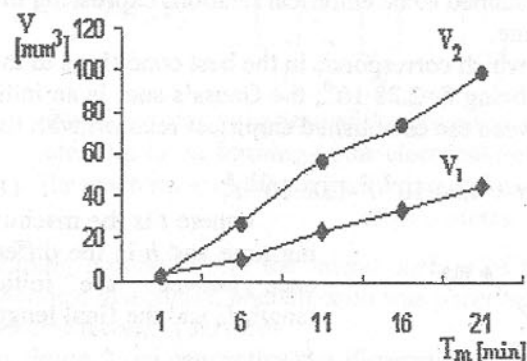


Fig. 5. Evolution in time of the removed material volumes

3. Conclusions

In the Nontraditional Technologies Laboratory of Technical University of Iași, some theoretical and experimental researches followed to determine the possibilities to realize a hybrid electrochemical discharge machining on a machine destined for electrical discharge machining with massive electrode tool.

In the future, we intend to extend our researches, using some different experimental schemas, distinct working liq-

uids and a rotating electrode - tool.

References: 1. Amitan G.L. et al. Spravocinik po elektriceskim i elektrofiziceskim metodam obrabotki. Leningrad: Mashinostroenie, 1988; 2. Falniță E. Electrochemical honing (in Romanian). Timișoara: Editura Mirton, 1994. 3. Iuhas Popovici C.A., Theoretical and experimental researches on hybrid electrochemical discharge cutting of tools and dies steels (in Romanian). Doctoral thesis, Timișoara, 1981. 4. Kozak J., Rajurkar K.P.- Hybrid machining process evaluation and development, University of Nebraska, Lincoln, U.S.A, www.unl.edu/nmrc/hybrid/hybrid_machining.htm. 5. Slatineanu L., Non conventional technologies in machine building (in Romanian), Chișinău - Editura TehnoInfo, 2000.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

NEW THEORETICAL MODEL DESIGNED FOR EDM MANUFACTURING OF THE CONICAL EXTERIOR SURFACES

Iuraș E., Slatineanu, L., Mănăilă M., Coteață M.
(Gh. Asachi" Technical University of Iași, Romania)

The purpose of this work is to present a method for EDM manufacturing of the

conical exterior surfaces of the working parts. A mathematical model including working scheme and working movements is also provided. The methodology presented in this work is simple and not expensive. The tool has a "L" form and could be adapted at part shape.

1. Introduction

The actual development of the EDM technologies is a direct result of the industrial continuous development rate.

Thus, EDM manufacturing for various pieces requires developing of certain technologies.

If at first stage those technologies resumed at EDM manufacturing using copying with patterns, in the next stages new procedures were developed. These procedures consist in EDM manufacturing by rotation of at least one of two electrodes (tool or piece) or complex tool electrode motions (complex trajectories) obtaining complex surfaces (by various forms).

One of the first EDM manufacturing feature is the using of the massive tool electrode and a singular working movement - in straight direction.

Certain EDM procedures using massive tool electrode are presented in fig. 1.

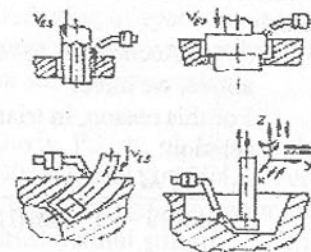


Fig. 1. EDM proceeding using massive tool electrode.

2. Theoretical approaches regarding conical exterior surfaces manufactured by EDM.

N.K. Foteev and V.N. Foteev proposed a technological solution designed for EDM manufacturing of special holes. These holes have two steps (first with conical shape at entrance and other with cylindrical shape). On the other hand in patent according to this solution, are included some mathematical expressions required for finding of the values of working parameters.

In order to manufacture the complex hole described above, the researchers use a tool electrode with a cylindrical shape, bending at one side, like a "L". The working movement required for this kind of electrode is a rotation around vertical axis.

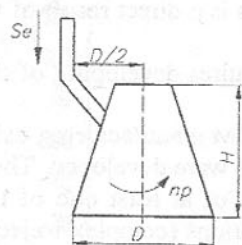
The length of bending part of the electrode is established so that the full of this to be wore away at conical shape manufacturing from work piece.

Beginning with the solution presented above, a mathematical model was proposed in this work valuable for exterior conical surface EDM manufacturing.

According to the model, the first step is calculus of wearing speed for the electrode, in relation with speed rate. In the next steps, it is useful to calculate the working parameters (current, voltage, and so on).

The working scheme is presented in fig. 2

The following notations were chosen:



V_{ES} – the feed ratio of the tool electrode;
 n_v – rotation speed of the work piece;
 D – the greatest diameter of the work piece;
 H – height of the piece.

The scheme presented in fig. 3 is realized in order to correlate the wearing rate with V_{ES} . In this scheme, it is presented two different positions of the electrode, in two different moments of working.

Fig. 2. EDM manufacturing of the conical exterior surfaces.

The wearing of the electrode is assigned with “x” and must be calculated. For this reason, in triangle MPN, the sinus theorem could be applied.

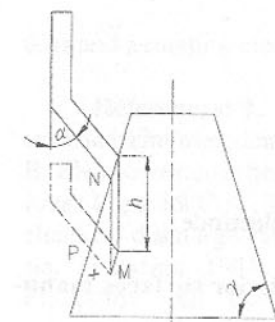


Fig. 3. EDM working scheme.

According to the scheme presented above, we have:

For this reason, in triangle MPN, we have the relation:

$$\frac{PM}{\sin(90 - \gamma)} = \frac{MN}{\sin\{180 - [(90 - \gamma) + \alpha]\}} \quad (1)$$

where:

γ – angle of the cone measured at the base;
 α – angle formed between vertical and “L” shape of the electrode;

According to the scheme, results:

$$MN = h \quad (2)$$

$$PM = x \quad (3)$$

$$\frac{x}{\cos \gamma} = \frac{h}{\cos(\alpha - \gamma)} \quad (4)$$

From the expressions above, results:

$$x = \frac{h \cdot \cos \gamma}{\cos(\alpha - \gamma)} \quad (5)$$

By derivation of the expression above, we have:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dh}{dt} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos(\alpha - \gamma)} \quad (6)$$

The feed speed is:

$$v_s = \frac{dh}{dt} \quad (7)$$

The speed wearing could be written in the following form:

$$v_e = \frac{dx}{dt} \quad (8)$$

By replacing the expressions (7) and (8) in expression (6) we can obtain the following expression:

$$v_e = v_s \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos(\alpha - \gamma)} \quad (9)$$

If in the last expression (9) assign $\gamma = \alpha = 45^\circ$

We have: $v_e = 1,4142 v_s$

3. Conclusions

In the speciality literature is not presented frequently aspects regarding EDM manufacturing of the conical-exterior surfaces.

Taking into account a working scheme from the speciality literature and applied for EDM manufacturing of special holes (in steps with various diametral dimensions) in the present work it was analysed a similar scheme, adapted instead for conical exterior surface generation.

References: 1. Davis, P.J. et. al. Electrical discharge machining apparatus. Patent number: 5.290.987, S.U.A, 1994. 2. Purcar, C., Nanu, D. Experimental researches concerning the electrical discharge machining accuracy of the long grooves (in Romanian), in Buletinul științific “Tehnologii neconvenționale aplicate”. Ed. Augusta, Timișoara, 1999, p.53 – 56. 3. Slătineanu, L., et. al. Electrical discharge machining with massive electrode-tool (in Romanian). Ed. Tehnopress, Iași, 2001. 4. Nagâț, Gh. Non conventional technologies (in Romanian). Rotaprint, Iasi, 1998.

Статья поступила в редакцию 28.05.2002 г.

MAJOR FACTORS OF FORMING THE STRESS LOADING OF CARRIER SYSTEMS OF HAULING UNIT

Kirpa G.N. (Ukrainian railway), Akopjan R.A.
 (Rzeszow University of Technology, Poland)

In the theory an oscillation of vehicles two main aspects of oscillations of its masses are considered: vertical and longitudinal - angular. Therefore it is expedient to analyze forming stress loading of the carrier system as a result of effect on it of perturbations appropriate to data to oscillations.

Noninterdependency of the equations of vertical and longitudinal-angular oscillations an equivalent vehicle of the system allows to make an output that the variable efforts in supporting members are shaped separately from symmetric and asymmetrical effects of irregularities of a road. It enables to calculate covariance, so, and spectral characteristics of stress loading components, called by flexings and turning power factors, separately from each other. However remains to a vague problem. About definition of the resulting covariance function or spectral density common stress loading on similar statistical performances of its components.

As statistical performance resulting stress loading use statistical performance of one of making stress loading in case of its prevailing influence or consider resulting statistical performance as the total of performances of some components stipulating in main stress loading [1]. Obviously, the design value dynamic stress loading in the first case will be underestimated because of exception of a part of making effect. In the second case the reliability of calculation is in direct relation to validity of the conjecture noncorrelatedness of symmetric and asymmetrical effects. At mutual correlatedness of considered effects the outcome of calculation in the second case will be a little overstated.

To solve the task about definition by aggregate stress loading by outcomes of calculation of covariance functions or energy distributions of its components it is possible by application of the multivariate regressive analysis guessing usage at statistical calculations in a time domain of mutual covariance functions, and in frequency area - cospectrums and quadrature spectrums. The main positions of the multivariate regressive analysis surveyed in the previous paragraph. Some here are reduced earlier not surveyed practical sentences, important from the point of view of a statistical estimation dynamic stress loading of carrier systems of vehicles.

Let's estimate an error of calculation of a variance of the output process, shaped by mutually dependent "inputs" obtained at the conjecture of a noncorrelatedness of "inputs". The calculation of values of variances of an output parameter, difiniendums on the equations of a regression with the registration and without the registration of mutual covariances, gives such outcomes:

$$D_{\sigma}^H = \frac{D_{u\sigma}^2 D_{\kappa\kappa} + D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu}}{D_{uu} D_{\kappa\kappa}} \quad (1)$$

$$D_{\sigma}^3 = \frac{1}{D_{uu} D_{\kappa\kappa} (1 - \rho_{u\kappa}^2)} \left(D_{u\sigma}^2 D_{\kappa\kappa} + D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} - 2\rho_{u\kappa} D_{u\sigma} D_{\kappa\sigma} \sqrt{D_{uu} D_{\kappa\kappa}} \right) \quad (2)$$

where D_{uu} , $D_{\kappa\kappa}$ - variance accordingly of flexings and turning power effects; $D_{u\sigma}$, $D_{\kappa\sigma}$ - mutual covariances accordingly of flexings both turning loads and efforts, called by them; $\rho_{u\kappa}$ - coefficient of pair correlation of flexings and turning power factors; "H" - the variance is calculated on "inputs" conditionally consid-

ered independent; "3" - the variance is calculated in view of mutual correlation of "inputs".

The error of definition of a design value of a variance on independent "inputs" is calculated under the formula

$$D_{\sigma}^H - D_{\sigma}^3 = \frac{2\rho_{u\kappa}}{D_{uu} D_{\kappa\kappa} (1 - \rho_{u\kappa}^2)} \left[2D_{u\sigma} D_{\kappa\sigma} \sqrt{D_{uu} D_{\kappa\kappa}} - \rho_{u\kappa} (D_{u\sigma}^2 D_{\kappa\kappa} + D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu}) \right] \quad (3)$$

Generally at arbitrary values of variances and mutual covariances of the input factors a maximum value of an error we shall receive, having investigated the function (3) on an extremum,

$$D_{\sigma}^H - D_{\sigma}^3 = \begin{cases} \frac{D_{u\sigma}^2}{D_{uu}} & \text{if } D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} \geq D_{\kappa\kappa} D_{u\sigma}^2; \\ \frac{D_{\kappa\sigma}^2}{D_{\kappa\kappa}} & \text{if } D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} \leq D_{\kappa\kappa} D_{u\sigma}^2. \end{cases} \quad (4)$$

The datas of a value of the function (3) are calculated at coefficient of pair correlation

$$\sigma_{u\kappa} = \begin{cases} \frac{D_{\kappa\kappa}}{D_{uu}} \cdot \frac{D_{u\sigma}}{D_{\kappa\sigma}} & \text{if } D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} \geq D_{\kappa\kappa} D_{u\sigma}^2; \\ \frac{D_{uu}}{D_{\kappa\kappa}} \cdot \frac{D_{\kappa\sigma}}{D_{u\sigma}} & \text{if } D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} \leq D_{\kappa\kappa} D_{u\sigma}^2. \end{cases} \quad (5)$$

The limitations in expressions (4) and (5) are stipulated by that the absolute value of a coefficient of correlation is less than unity. Comparing expressions (1) and (4), it is possible to make an output, that at a coefficient of correlation, particular of the formula (5), the absolute error equal to the contribution of one of the factors in a variance of successful tag. In other words, in a considered extreme case the variance of "exit" completely is defined with the help of one "input".

The maximum value of a relative errors observed at the same value of coefficient of pair correlation, as extremum of an absolute error, is equal

$$\frac{D_{\sigma}^H - D_{\sigma}^3}{D_{\sigma}^3} = \begin{cases} \frac{D_{\kappa\kappa}}{D_{uu}} \cdot \frac{D_{u\sigma}}{D_{u\sigma}} & \text{if } D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} \geq D_{\kappa\kappa} D_{u\sigma}^2; \\ \frac{D_{uu}}{D_{\kappa\kappa}} \cdot \frac{D_{\kappa\sigma}}{D_{\kappa\sigma}} & \text{if } D_{\kappa\sigma}^2 D_{uu} \leq D_{\kappa\kappa} D_{u\sigma}^2. \end{cases} \quad (6)$$

that is the maximum relative error of a variance of "exit" caused by its calcula-

tion on statistical parameters of "inputs" without the registration of their correlation, is equal to quadrate of coefficient of pair correlation between "inputs".

The surveyed case is characteristic for those supporting members, stress loading which is shaped turning and one curving by loads. The regressive analysis of outcomes road tensometric trials displays, that such units, as a rule, located in immediate proximity from one of axes. The stress loading of the majority of carrier systems is shaped at least by three factors: by a torque and two flexings by forces on the part of front and back suspensions. And, if in lorries flexings of load it is possible to consider noninterdependency (index of slugged link of heave above front and back suspensions is close to 1), for buses, for which this index is close 2, the similar assumption will be erratic.

For an estimation of a significance of correlation of the factors calling curving and a torsion of the carrier system, the coefficients of partial correlation between the indicated factors (tab. 1) are defined.

Table 1 - Coefficients of partial correlation between the factors calling curving and a torsion of the carrier system

Coverage	Bus	Speed, km /per hour	r_{h_1, h_2}	$r_{h_1, \varphi}$	$r_{h_2, \varphi}$
Asphalt	Nonloaded	40	0,768	-0,364	0,232
	Nonloaded	60	0,714	-0,606	0,344
	Loaded	60	0,609	-0,520	0,293
Cobble-stone road	Nonloaded	40	0,763	-0,481	0,347
	Half-loaded	60	0,656	-0,544	0,345
	Loaded	40	0,749	-0,476	0,318
	Loaded	60	0,724	-0,453	0,306

The note. r_{h_1, h_2} - coefficient of partial correlation between flexings by loads effecting on the part of front and back suspensions; $r_{h_1, \varphi}$ - coefficient of partial correlation between curving load effecting on the part of a front suspension, and twist angle of the carrier system; $r_{h_2, \varphi}$ - coefficient of partial correlation between curving load effecting on the part of a back suspension, and corner of a twisting of the carrier system.

All coefficients of partial correlation are statistically authentic, that testifies to significance of correlation of flexings and turning power factors effecting at the carrier system of the bus at driving on a rough road.

The definition of analytical dependences of absolute and relative errors of a variance of "exit" calculated on conditionally independent "inputs", for the system with three "inputs" basically is possible, however it is hardly expedient because of difficulties of their usage caused by the unhandiness of the finite

formulas. Between that in this case values of a relative error of a variance of "exit" can exceed the same error in the two-factor task. As follows from expression (5) and (6), the relative error of a design value of a variance of "exit" of the system with two "inputs" can not exceed 100 %. For the system with three "inputs" in surveyed conditions of maintenance a design value of "exit", the definendum on conditionally independent "inputs", more than twice exceeds its real value. And the error of calculation increases at increase of correlation of the input factors.

It is necessary to mark, that at a low level of the variation, played back on taken into account "inputs" and small amount of "inputs" it is formally possible to receive the best estimation of dynamic stress loading, having calculated a resulting variance as the total of components, particular on conditionally uncorrelated "inputs". However for buses, where the high levels of correlation between stress loading of supporting members and parameters of "inputs" shaping it are observed, the calculated definition dynamic stress loading in view of mutual correlation of the input factors gives considerably best outcomes as contrasted to by calculation which is not taking into account complementarities of "inputs".

For an estimation of a significance curving and twisting of loads decomposable a resulting variance stress loading on components. The decomposition of a composite variance on components is by the task of an analysis of variance is known, that. However for same purpose it is possible to use a means of the correlation analysis permitting to define making resulting variance, shaped by separate "inputs". Played back with the help considered of 1-st "input" the part of a resulting variance is calculated under the formula

$$D_{yy}(i) = a_i D_{iy}, \quad (7)$$

The component of a resulting variance shaped by flexings by forces, is equal to the total of components shaped by symmetric effects of front and back suspensions:

$$D_{\sigma(u)} = \frac{a_{h_{1a} + h_{1n}}}{2} \cdot \frac{D_{h_{1a} + h_{1n}}}{2} + \frac{\sigma + a_{h_{2a} + h_{2n}}}{2} \cdot \frac{D_{h_{2a} + h_{2n}}}{2}, \sigma \quad (8)$$

where - $\frac{a_{h_{1a} + h_{1n}}}{2}, \frac{a_{h_{2a} + h_{2n}}}{2}$ - coefficients of the equations of a regression between symmetric effects according to front and back suspensions and efforts; $\frac{D_{h_{1a} + h_{1n}}}{2}, \frac{D_{h_{2a} + h_{2n}}}{2}$ - mutual covariances between symmetric effects according to front and back suspensions and efforts.

It is possible to define a component of a variance of efforts shaped by asymmetrical effects, experimentally by way of measurement in road conditions of a twist angle of the carrier system, or, as it was done in the previous case, by decomposition of a resulting variance on components.

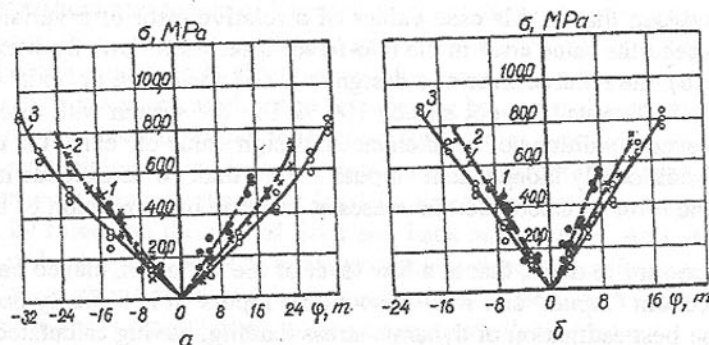


Fig. 1. Dependence of efforts in over window left belt side-frame from a round angle of a twisting (a) and twist angle in base (б) at nonloaded (1), half-loaded (2) and weighted (3) state of the bus LAZ-698.

As have shown researches [3], dependence of efforts originating in units of the carrier system of the bus, from small and average twist angle of this system has linear character. The datas outcomes are obtained at static trials of the carrier system of the bus LAZ-699. At a trial of the carrier system of the bus LAZ-698 the similar outcomes are obtained. The linearity of link between efforts and angular strains of the carrier system allows to calculate a variance (energy distribution) efforts shaped by asymmetrical power effects, on a known variance (energy distribution) twist angle with the help of a simple relation

$$D_{\sigma(k)} = a_{\phi}^2 D_{\phi} \quad (9)$$

where a_{ϕ} - constant of proportionality between efforts and twist angle of the carrier system; D_{ϕ} - variance of a twist angle.

Conclusion

Thus, for authentic prediction of statistical performances resulting stress loading on performances of vertical and longitudinal - angular oscillations it is necessary to take into account their mutual covariances.

References: 1. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание авто-транспортных средств. Часть I. "Вища школа". Львов, 1979 -с.217. 2. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств. Часть II. "Вища школа". Львов, 1980 -с.207. 3. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств. Ч.III,- Львов. «Вища школа», 1984-с.237. 4. Akopjan R. Budowa pojazdow samochodowzch. Rzeszow, 1995 -s. 218. 5. Lejda K. Akopjan R. The problems of modernization and exploitation of buses and internal combustion engines. "Meta" Lviv. 2001.-s.410.

Статья поступила в редакцию 18.05.2002 г.

SIMPLE FORMULAS TO SLIDE DIAMOND BURNISHING PARAMETERS CALCULATION

Korzyński M. (Rzeszów University of Technology, Poland)

In this paper the formulas to slide diamond burnishing main parameters calculate are presented. The formulas take into account the previous surface roughness, which is one of the main process parameters.

Slide diamond burnishing process is a kind of finishing. This process (Fig. 1) is similar to ball bearing because in both of processes are used small radius ball shape tool. Of course during ball burnishing the tool tip is rolling while slide diamond burnishing the tool tip is sliding over finished element surface. To slide diamond burnishing are used tools made of natural or synthetic diamond and (very seldom) sintered carbides. This last is used only to slide burnishing of not too hard steels and light alloys. In practice to slide diamond burnishing only spring pressing of tool is applied.

Slide diamond burnishing main parameters are tool tip radius, feed and burnishing force. On the base of our many years' and many times realized experiments we can state that tip tool radius value depend from hardness of burnished material and can be calculated from experimentally obtained formula:

$$r = 4,8 - 0,005 \text{ HV} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

where HV - burnished surface hardness [daN/mm^2]. The best area of tip tool radius for different burnished material hardness is presented in Fig. 1.

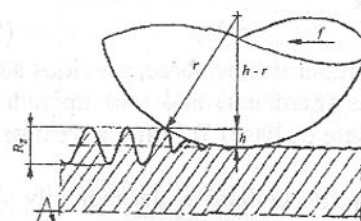


Fig. 1. The scheme of slide burnishing

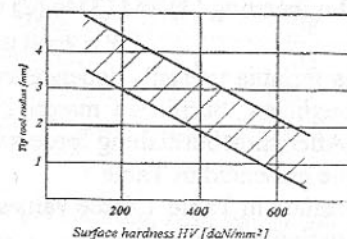


Fig. 2. The chart for tip tool radius value

Tool tip radius value can be well chosen according to literature recommendations, adequately to burnished materials hardness: the low hardness of burnished material the larger tool tip radius. Into practice the radius about 1 mm is put for hardened steels, radius 4 mm for low hardness steels and light alloys. For middle hard alloys are used tools about tip radius 2 or 3 mm. [2 - 9].

Towards burnishing force, many classics from mechanics of materials sphere are recommended many formulas to this force calculate. These formulas de-

scribe dependences between plastic strain depth, press force and burnished material properties, while the target of slide diamond burnishing is to obtain minimal surface roughness and surface cold hardening is the minor question. Unfortunately, all that classics formulas make possible calculation of burnishing force disregard previous surface roughness while in many experimental work, have been stated, that surface roughness after slide diamond burnishing depends from previous surface roughness - to them smaller surface roughness before this smaller surface roughness after burnishing.

From this facts it follows that to calculate of slide diamond burnishing force is necessary the other formula, taking into account start surface roughness too. That formula must present dependences between burnishing force and start surface roughness and burnished material properties. On its base we should be able calculate optimal slide burnishing force.

According to the friction and wear theory, the plastic deformation of surface during slide of tool tip over treated surface is possible when the press force is [1, 10]:

$$F \geq \pi \frac{h}{r} HV r^2 \quad [\text{daN}] \quad (2)$$

where: F - pressing force, h - tool tip interference depth into burnished surface [mm], r - tip tool radius value [mm], HV - Vickers hardness of treated material.

If we would like to tool interference into burnished surface was

$$h \approx 0,5 R_z \quad (3)$$

and knowing that $R_z \approx 4 R_a$ (4)

then after inserting (4) and (3) to (2) we receive

$$F \geq 2 \pi R_a HV r \quad [\text{daN}] \quad (5)$$

This formula presents dependences between burnishing force, previous surface roughness, burnished material properties (hardness) and tool tip radius value. After slide burnishing force value calculate on base (5) formula we obtain the value presented in Table 1.

Presented in Table 1 force values are according to many experimentally obtained optimum values [2 - 9].

Tab. 1. Calculated press force value (examples)

Material hardness $HV [\text{daN/mm}^2]$	Tool tip radius [mm]	R_a surface parameter value [mm]	Burnishing force value [daN]
150	4	0,005	19
600	1	0,0025	10
600	1	0,001	4
300	3	0,0025	14
500	2	0,00125	8

Towards burnishing feed of tool we can write that its value is:

$$f = l \frac{i}{N} \quad [\text{mm p. r.}] \quad (6)$$

where: l - the length of plastic contact of tool with burnished surface, i - tool pass number, N - deformation multiplicity of every point on treated surface.

From Fig. 2 we can state that

$$l = \sqrt{r^2 - (r - h)^2} \quad [\text{mm}] \quad (7)$$

and after inserting (4) to (3), (3) to (7) and (7) to (6) and after disregard h^2 value we receive:

$$f = \frac{2i}{N} \sqrt{r R_a} \quad [\text{mm p. r.}] \quad (8)$$

where R_a - surface roughness parameter [mm] before burnishing.

Thus obtained formula, such as (5) formula, takes into account the previous surface roughness of burnished surface.

In practice we want to $i = 1$ and $N = 2 - 4$ and calculated feed values for data such as table 2 are following:

Tab. 2. Calculated burnishing feed value (examples)

Tip tool radius value [mm]	Deformation multiplicity	R_a surface parameter value [mm]	Feed value [mm p. r.]
4	4	0,005	0,08
1	2	0,0025	0,05
1	2	0,001	0,03
3	4	0,0025	0,045
2	4	0,00125	0,025

Presented in Table 2, calculated on base (8) formula, feed values are well according to experimentally obtained values presented in [2 - 8] and many other works.

CONCLUSIONS. Presented formulas describe dependences between slide burnished surface roughness, surface layer hardness and press force and feed value. They take into account also tool geometry and such requirements as tool pass number and deformation multiplicity of every point on treated surface. They are the main factors, which have influence on slide diamond burnishing effects.

References: 1. Chrulkov I. et al.: Almaznyje instrumenty w precizion-

nom przybierostrojenii. Maszynostrojenie, Moscow 1977. 2. Korzyński M.: Nagniatanie ślizgowe materiałów o wysokiej twardości i powłok. Mat. Sympozjum Naukowo-Technicznego „Wybrane metody inżynierii powierzchni. Rzeszów, 1997, s. 35-44. 3. Korzyński M., Zielecki W.: Prace z zakresu nagniatania ślizgowego i pneumatyzowania. Prace WBMiL PRz. z zakresu technologii i konstrukcji maszyn. Prace Sekcji Podstaw Technologii, KBM PAN, Rzeszów 1998, s. 91-100. 4. Korzyński M.: Slide Diamond Burnishing of Chromium Coated Pistons. Projektuvannija, virobnictvo ta ekspluatacija avto-transportnych zasobiv poizdiv ta naftoprovodiv, no 8/2001. Transportna Akademia Ukrainy. 5. Korzyński M., Kopciowski S.: Możliwości nagniatania ślizgowego wirników maszyn energetycznych. Mat. Ogólnopolskiej. Konf. "Postępy w energetyce". Jawor n/Soliną 1998, s. 147-155. 6. Korzyński M.: Fatigue Properties of Electroplated or Thermochemical Treated Steel Elements Before and After Diamond Tool Slide Burnishing. Int. Conf. on MECHANICS '98. Rzeszów 1998, s. 399-402. 7. Korzyński M.: Some properties of nitrided by various methods 40HM steel and effects of following diamond tool slide burnishing. ZN Politechniki Rzeszowskiej nr 161, Mechanika, z. 49, 1977, s. 31-39. 8. Korzyński M.: Próba poprawy właściwości tribologicznych tulei gasienicowych poprzez ich nagniatanie. Mat. KNT „Inżynieria łożyskowania '96". Gdańsk 1996, s. 219-225. 9. Pacana A., Korzyński M.: Efekty nagniatania elementów azotowanych. Mat. Seminarium: "Powierzchniowe obróbki cieplne wyrobów metalowych. Stan techniki i rynek" Gdańsk 1998. 10. Torbillo V. M.: Almaznoje wygładzanie. Maszynostrojenie, Moscow 1972.

Статья поступила в редакцию 18.05.2002 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Абдуллаев Г.С., Закаряева М.С. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ГАП ДЛЯ СБОРКИ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ.....	3
Агтелик Г., Гасяк Г., Гжелак Ю. МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ПЛИТ. Часть I: МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ.....	6
Агтелик Г., Гасяк Г., Гжелак Ю. МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ПЛИТ. Часть II: ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ПЛИТ.....	12
Акулович Л.М., Хейфец М.Л., Кухта С.В., Садюкович А.А. ГИБКАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОМПЛЕКСОВ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ОБРАБОТКИ.....	17
Алиев Н.А. РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ НАПОРНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ.....	22
Баширов Р.Д. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМОЙ СИЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СТЕНКЕ ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА ПРИ ОБКАТЫВАНИИ.....	32
Богуславский В.А., Польченко В.В., Китаев Е.В. ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО НАТЯЖЕНИЯ ПРИМЕНЯЕМЫХ СОТС НА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗАНИЕМ.....	37
Богуслаев В.А., Пухальская Г.В., Бень В.П. ФОРМИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА.....	42
Боков В.М., Попова М.И. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОЗМІРНОЇ ОБРОБКИ ДУГОЮ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ.....	46

Борисенко В.Ф., Григорьев С.В. К АНАЛИЗУ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С НЕСТАЦИОНАРНЫМ ХАРАКТЕРОМ НАГРУЖЕНИЯ.....	51
---	----

Бохонский А.И., Шмидт Л.А. ВАРИАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПОИСКА УПРАВЛЕНИЙ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ	56
--	----

Вашенко В.А., Краснов Д.М., Канашевич Г.В., Дубровская Г.Н., Яценко И.В., Бондаренко М.А., Рудь М.П. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО ЭЛЕКТРОННОГО ЛУЧА НА ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ МИКРООПТИКИ И НАНОЭЛЕКТРОНИКИ	60
---	----

Водолазская Н.В., Михайлов А.Н., Петрусенко А.Л. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ПРЕДИКАТИВНЫХ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ РОТОРНОЙ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	64
---	----

Волчкевич Л.И., Паилов Ю.В., Цветков Ю.Б. ПРОБЛЕМЫ МИКРООБРАБОТКИ И ЭЛЕКТРОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ	71
--	----

Гавриш А.П., Роник Т.А. СТРУКТУРА И СВОЙСТВА НОВЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ПОРОШКОВ-ОТХОДОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА	75
--	----

Гайдаенко А.С., Власов Г.А., Парфенюк А.С., Топоров А.А., Карпов В.С. К ВЫБОРУ СТРАТЕГИИ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ	82
---	----

Гачкевич О.Р., Будз С.Ф., Тараненко В.А., Чупик І.І. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРМООБРОБКИ ЕЛЕКТРОВАКУУМНИХ ПРИЛАДІВ	87
---	----

Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Касперський З.І., Боженко Б.Л. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАГРІВУ	262
--	-----

КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ПРИ НАЯВНОСТІ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ.....	91
--	----

Гладчук Е.А. АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ "ПРОКАТНЫЙ СТАН"	96
--	----

Горожанкин С.А. МОДУЛЬНЫЙ ПРИНЦИП ПОСТРОЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА.....	100
--	-----

Громашев А.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАКЛЕПОЧНОМ ШВЕ МНОГОСТРИНГЕРНОЙ ПАНЕЛИ.....	105
--	-----

Гусев В.В., Молчанов А.Д., Войтенко В.Л. ОСОБЕННОСТИ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ХРУПКИХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ.....	111
--	-----

Девин Л. Н., Стахив Н.Е. ОСОБЕННОСТИ ИЗНОСА РЕЗЦОВ ИЗ ПОЛИКРИСТАЛЛОВ КНБ ПРИ ТОЧЕНИИ ЗАКАЛЕННЫХ СТАЛЕЙ	116
--	-----

Девойно О.Г., Кардаполова М.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ НА ФОРМИРОВАНИЕ ЛАЗЕРНО-ЗАКАЛЕННЫХ СЛОЕВ.....	120
--	-----

Деркач А.В. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЕРОЯТНОСТНЫХ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ	125
---	-----

Дрыга А.И. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ НА СНИЖЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПОДШИПНИКОВЫХ ЩИТАХ КРУПНОГО	263
---	-----

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	129
Егоров Н.Т. УРОВЕНЬ КАЧЕСТВА ТЕРМООБРАБОТАННОГО ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТА, ИСПОЛЪЗУЕМОГО В МАШИНОСТРОЕНИИ И СТРОИТЕЛЬСТВЕ.....	135
Енин В.Н., Кукушкин Ю.Т., Николаев С.С. ФОРМИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ УПРАВЛЯЕМЫХ БЕСКОЛЛЕКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	140
Заплетников И.Н., Шкуропатский А.В. РАСЧЕТ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ КОМПРЕССИОННЫХ ПРИБОРОВ ХРАНЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ	144
Иванова Т.Н., Свитковский Ф.Ю. ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ НОВОГО АЛМАЗНОГО РЕЖУЩЕГО ПЕРФОРИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА С ВНУТРЕННИМ ПОДВОДОМ СОТС ДЛЯ ОБРАБОТКИ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ	150
Ивченко Т.Г. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА БЕЗОТКАЗНОСТЬ СБОРНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА	154
Ивченко Т.Г., Петрусенко Л.А., Дарда Л.А., Бобырь Н.А. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ РЕЗАНИИ ИНСТРУМЕНТАМИ ИЗ МИНЕРАЛОКЕРАМИКИ.....	160
Ильицкий В. Б., Ерохин В. В. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ДАВЛЕНИЯ ПОВОДКА НА ПОВОДКОВУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ПРИ КРУГЛОМ НАРУЖНОМ ШЛИФОВАНИИ.....	164
Ильющенко А.Ф., Оковитый В.А., Шевцов А.И., Ильющенко Т.А. ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ПОКРЫТИЙ ПОСЛЕ ИМПУЛЬСНО-ПЛАЗМЕННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ	168

Ищенко А.Л., Байков А.В., Швырев Д.А. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МАТРИЦЫ ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА И СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ РЕШЕНИЙ.....	172
Каталымов А.В., Трошкин О.А., Тарасова Л.А., Боровиков С.Ю. РАСХОД ЭНЕРГИИ НА ВРАЩЕНИЕ ДИСКА В СИСТЕМЕ БУНКЕР-ПИТАТЕЛЬ.....	175
Кеглин Б.Г., Болдырев А.П., Бакун Д.В., Абрашин А.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОНТЕЙНЕРНОЙ ПЛАТФОРМЫ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА	179
Кипреев Ю.Н., Ломаковская Т.Ю. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В КОНТАКТАХ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	184
Клягин Г.С., Ростовский В.И., Кравченко А.В. РАЗРАБОТКА ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО СМЕСИТЕЛЯ-УВЛАЖНИТЕЛЯ.....	194
Ковалев В.Д., Бабин О.Ф. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭФФЕКТА БЕЗЫЗНОСНОСТИ В УЗЛАХ ТЯЖЕЛОГО ГЛУБОКОРАСТОЧНОГО СТАНКА	199
Коваленко В.И. АНАЛИЗ АНАЛИТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ ОТВЕРСТИЙ	203
Куница А.В. АНАЛИЗ КАНОНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ КАК ИНЕРЦИОННЫЙ ТРАНСФОРМАТОР ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ПЕРВОГО РОДА ..	208
Михайлов А.Н., Горецкий Г.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИПУСКОВ ДЛЯ ОТДЕЛОЧНОЙ ОПЕРАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ДЕТАЛЕЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	213

Стрельников В.Н.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ ДИСКОВ ГЕНЕРАТОРА ВОЛН 219

Bică S.M.

THEORETICAL ASPECTS OF DESIGNING AUTOMOTIVE
ENGINES LIKE CONTROL SYSTEMS 231

Buchacz A.

FIRST CATEGORY STRUCTURAL NUMBERS AS AN
ALGEBRAIC REPRESENTATION OF MODELS OF
MECHANICAL SYSTEMS REPRESENTED BY POLAR GRAPHS 235

Buchacz A., Żurek K.

ACTIVE MATERIAL SYSTEMS MODELLING
BY MEANS OF POLAR GRAPHS METHOD 239

Coteață M., Slătineanu L., Iuraș E., Nagîț Gh.

SOME CONSIDERATIONS CONCERNING
THE HYBRID ELECTROCHEMICAL DISCHARGE MACHINING 244

Iuraș E., Slătineanu, L., Mănăilă M., Coteață M.

NEW THEORETICAL MODEL DESIGNED FOR EDM
MANUFACTURING OF THE CONICAL EXTERIOR SURFACES 248

Kirpa G.N., Akopjan R.A.

MAJOR FACTORS OF FORMING THE STRESS
LOADING OF CARRIER SYSTEMS OF HAULING UNIT 251

Korzyński M.

SIMPLE FORMULAS TO SLIDE DIAMOND
BURNISHING PARAMETERS CALCULATION 257

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов
Донецкого государственного технического университета
«Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

Сборник научных трудов является специальным изданием в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ, так как он включен в перечень ВАК Украины (Перелік № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Додаток до постанови президії ВАК України від 9 червня 1999 р. № 1 – 05/7).

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
2. Информационные технологии (CAD/CAM/CAE). Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.
7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в 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.

Публикация статей в данном сборнике платная.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman размером 14, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организаций, города, страны, аннотация на английском языке, основной текст, выводы, список литературы. Название печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через 1,5 интервала строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала – материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате *.bmp, *.gif, *.pcx, *.dwg размерами не менее 60x60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.
4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. 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.

Размер формул для Microsoft Equation

- | | |
|--|-------|
| Full (обычный)..... | 14 pt |
| Subscript/Superscript (крупный индекс)..... | 10 pt |
| Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс)..... | 8 pt |
| Symbol (крупный символ)..... | 16 pt |
| Sub-Symbol (мелкий символ)..... | 12 pt |
5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.
 6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.
 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.

Образец оформления материалов:

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонГТУ, БГТУ, г. Донецк, г. Брянск, Украина, Россия)

The efficient design of assembly machinery is vitally importantas noun description of functions of presented in the paper

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5).

Список литературы: 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. – К.: КПИ, 1985. – 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – 425 с.